



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사학위논문

천장 복사 냉방 패널의 개방형 설치를 위한
냉방 용량 산정 및 설계 프로세스

Cooling capacity estimation and design process for
the open-type installation of ceiling radiant cooling panels

2016 年 8 月

서울대학교 대학원

건축학과

신 미 수

국 문 초 록

오픈랩 스타일을 선호하는 설계 트렌드와 설비 및 마감 기술의 발전과 함께 천장 냉방 복사 패널을 개방형으로 설치하는 경우가 증가될 것으로 예상된다. 패널을 개방형을 설치하게 되면 개방부를 통하여 거주역과 플레넘 사이의 공기 이동이 활발해져 패널 표면에서의 열전달이 향상되며 패널의 냉방 용량이 증가 하게 된다. 이 공기의 이동은 개방부의 형상에 의해 달라지게 되므로, 개방형 설치에 의해 달라지는 냉방 용량을 반영하여 설계하기 위해서는 냉방 용량 향상에 관하여 객관적인 데이터와 그를 설계 과정에서 활용할 수 있는 개방형 패널을 위한 설계 프로세스가 마련되어야 한다

이를 위하여 개방형 패널의 냉방 용량 분석을 위한 이론적 배경을 도출하고, 냉방 용량에 영향을 미치는 개방부의 형상 요소를 정의하였다. 냉방 용량 평가를 위하여 실험의 장점과 시뮬레이션의 장점을 통합하여 냉방 용량 평가 모델을 구축, 패널의 배치에 따른 냉방 용량 보정 계수를 산정하였다. 그 후 개방부의 형상 요소와 보정 계수 사이의 관계에 대하여 회귀 분석을 실시하여 보정 계수 예측 방정식을 도출하였다. 개방형으로 설치됨으로써 달라지는 실의 상황과 보정 계수 예측 방정식을 설계 단계에 반영하여 개방형 패널을 위한 설계 프로세스를 제안하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 개방부의 형상인 단면적과 둘레 길이에 의해 개방부를 통한 공기 이동을 방해하는 저항이 달라지고, 그에 따라 공기 이동의 특성이

달라지며, 이 공기 이동은 냉방 용량을 달라지게 하므로, 결국 개방부의 형상인 단면적과 둘레 길이에 의해 냉방 용량이 영향을 받는다고 할 수 있다. 따라서 개방부의 단면적과 둘레 길이를 유동 특성이 같은 개방부 형상에 대하여 일반화함으로써 형상 요소를 도출하였다.

- (2) 같은 패널 배치 패턴 케이스들의 경우 형상 요소 중 개방부의 면적 비가 클수록 냉방 용량도 커지는 경향이 있으나 면적비의 크기 순서와 냉방 용량 크기의 순서와 반드시 일치하지는 않았다. 개방부의 면적비가 같은 경우, 개방부의 수력학적 직경이 작을수록, 즉 개방부의 둘레 길이가 길수록, 냉방 용량이 큰 것으로 나타났다. 그러나 면적비가 작을수록 이러한 경향성은 떨어졌다. 따라서, 냉방 용량은 개방부의 면적비 혹은 수력학적 직경 중 하나에 의해 단독적으로 영향 받지 않으며 두 가지에 의해 동시에 영향을 받는 것을 알 수 있다.
- (3) 기존의 패널 설계 프로세스를 수정하여 도출된 개방부의 면적비와 수력학적 직경에 따른 냉방 용량 보정 계수 예측 방정식을 포함하여, 개방형 설치를 위한 설계 프로세스를 제안하였다. 이를 활용하며 개방형 설치에 따른 냉방 용량을 설계 단계에서 정확히 예측할 수 있으며, 예측 결과를 바탕으로 패널의 필요 설치 면적을 감소시키거나, 같은 패널 면적으로 할 경우 좀더 높은 온도의 냉수를 사용하도록 설계하여 결로의 가능성을 낮출 수 있다.

주요어 : 천장 복사 냉방 패널, 개방형 설치, 개방부 형상, 냉방 용량
보정 계수, 설계 프로세스

학 번 : 2008-30165

목 차

제 1 장 서 론	1
1.1. 연구의 배경 및 목적	1
1.2. 연구의 범위 및 방법	4
 제 2 장 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량에 관한 예비적 고찰.....	11
2.1. 천장 복사 냉방 패널의 냉방	12
2.1.1. 천장 복사 냉방 패널의 냉방 메커니즘	12
2.1.2. 천장 복사 냉방 패널의 설계 프로세스	15
2.1.3. 냉방 용량 관련 기존 연구	17
2.2. 개방형 설치로 인한 냉방 용량의 변화	22
2.2.1. 상부 흡열량의 역할 변화	22
2.2.2. 개방부를 통한 공기 이동의 해석	29
2.3. 기존 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 평가	34
2.3.1. 계산식에 의한 냉방 용량 평가	34
2.3.2. 실험에 의한 냉방 용량 평가	35
2.4. 소 결	45

제 3 장	개방형 패넬의 냉방 용량 평가 모델 구축	49
3.1.	설치 형태에 따른 냉방 용량의 변화	50
3.2.	냉방 용량에 영향을 미치는 패넬의 배치	53
3.2.1.	패넬 배치에 의한 개방부	53
3.2.2.	개방부의 형상 요소 도출	55
3.3.	시뮬레이션 모델 구축	63
3.3.1.	실험 방법을 준용한 시뮬레이션	63
3.3.2.	시뮬레이션 모델 개발	66
3.3.3.	시뮬레이션 모델 검증	82
3.4.	소 결	88
제 4 장	개방형 천장 복사 패넬의 냉방 용량 곡선 도출	91
4.1.	시뮬레이션을 위한 형상 요소 조건	92
4.1.1.	AR_F 에 따른 패넬 면적과 개방부 면적	92
4.1.2.	패넬의 배치에 따른 HD_{PW} , HD_P	95
4.2.	시뮬레이션 케이스	96
4.3.	시뮬레이션 결과	120
4.3.1.	냉방 용량 증가 정도	133
4.3.2.	AR 가 냉방 용량에 미치는 영향	135
4.3.3.	HD 가 냉방 용량에 미치는 영향	137
4.4.	소 결	140
제 5 장	냉방 용량 곡선의 보정 계수 산정	143

5.1.	보정 계수 c_k 와 c_n 의 산정	144
5.2.	형상 요소와 보정 계수 간의 관계 분석	148
5.3.	보정 계수 예측 방정식의 도출	152
5.3.1.	보정 계수 c_k 예측 방정식	152
5.3.2.	보정 계수 c_n 예측 방정식	155
5.4.	소 결	158
 제 6 장 개방형 설치를 위한 설계 프로세스의 개선 및 활용		161
6.1.	패널 설계 프로세스의 개선	162
6.2.	설계 프로세스의 활용	165
6.3.	설계 대안의 적용	173
6.4.	소 결	178
 제 7 장 결 론		181
참 고 문 헌		191

표 목 차

Table 2.1 Types of CRCPs	13
Table 2.2 Classification of CRCP products	14
Table 2.3 Results of experiments to rate cooling capacity of CRCPs	26
Table 2.4 Description of a test room	37
Table 2.5 Description of a cooling load simulator (dummy)	39
Table 2.6 Test report of EN14240	41
Table 2.7 Standard deviation of the recorded measurements for steady state condition in EN 14240 and NT VVS 078	42
Table 3.1 Measured $\Delta\theta$ and q in EN14240	51
Table 3.2 Level of factors predicted to influence on cooling capacity	68
Table 3.3 Cases and results of 2K factorial DOE	70
Table 3.4 Cases of experiments for verification of a simulation model	84
Table 3.5 Results of experiments	85
Table 3.6 Comparison between experiment results and simulation results	86
Table 4.1 CRCPs layout and opening figuration parameters of case A*	96
Table 4.2 CRCPs layout and opening figuration parameters of case B*	98
Table 4.3 CRCPs layout and opening figuration parameters of case C*	100
Table 4.4 CRCPs layout and opening figuration parameters of case D*	102
Table 4.5 CRCPs layout and opening figuration parameters of case E*	104
Table 4.6 CRCPs layout and opening figuration parameters of case F*	106
Table 4.7 CRCPs layout and opening figuration parameters of case G*	108
Table 4.8 CRCPs layout and opening figuration parameters of case H*	110
Table 4.9 CRCPs layout and opening figuration parameters of case I*	112

Table 4.10 CRCPs layout and opening figuration parameters of case J*	114
Table 4.11 CRCPs layout and opening figuration parameters of case K*	116
Table 4.12 CRCPs layout and opening figuration parameters of case L*	117
Table 4.13 Simulation results	120
Table 4.14 Cooling capacity curves	130
Table 4.15 Enhancement of nominal cooling capacity q_N	133
Table 4.16 Rank of q_N according to AR when same layout pattern 1	136
Table 4.17 Rank of q_N according to AR when same layout pattern 2	136
Table 4.18 Rank of q_N according to HD when same AR_F 0.75	138
Table 4.19 Rank of q_N according to HD when same AR_F 0.19	139
Table 5.1 Correction coefficients c_k for k and c_n for n	145
Table 5.2 Correlation and correlation coefficient	150
Table 6.1 Properties of selected CRCP	166
Table 6.2 Measured data of the selected CRCP	167
Table 6.3 AR_F , HD_{PW} , c_k , k , c_n and n of alternatives	170
Table 6.4 Calculation of $\theta_{w,s}$ and \dot{m}_w of preliminary open type alternatives	171
Table 6.5 Calculation of $\theta_{w,s}$ and \dot{m}_w of preliminary closed type alternatives	171
Table 6.6 Cooling water conditions $\theta_{w,s}$ and \dot{m}_w of available design alternatives	173
Table 6.7 Experimental cases	174
Table 6.8 Measured temperatures of cooling water, globe, surfaces and air	174

그 립 목 차

Fig. 1.1 Research process and methods	10
Fig. 2.1 Cooling mechanism of CRCPs	12
Fig. 2.2 Examples of cooling capacity of existing panel products rated by standards	18
Fig. 2.3 Literature reviews on the rating of CRCPs cooling capacity	21
Fig. 2.4 Panel products with insulation on the back of panels	24
Fig. 2.5 Cases with open-type CRCPs.....	24
Fig. 2.6 Vertical air temperature profile depending on upper surface temperature of CRCPs.....	26
Fig. 2.7 Vertical air temperature profile depending on surface temperature of CRCPs and installation types	27
Fig. 2.8 Airflow through the opening	29
Fig. 3.1 Cooling capacity curve fitted from test results of EN14240	51
Fig. 3.2 Enhanced cooling capacity curve of open type CRCPs	52
Fig. 3.3 Description of the opening in open-type CRCPs	54
Fig. 3.4 Generalization concept of the opening area	56
Fig. 3.5 Comparison of opening perimeters between cases	59
Fig. 3.6 Definition of the opening perimeter P_O	59
Fig. 3.7 Categorization of figuration parameter of the opening	62
Fig. 3.8 Schematic description of a room for the simulation.....	65
Fig. 3.9 Two levels of factor D (Floor area A_F)	69
Fig. 3.10 Normal plot of the effects on response variable $\theta_{a,oz}$ ($\alpha=0.05$).....	71

Fig. 3.11 Normal plot of the effects on response variable θ_{op} ($\alpha = 0.05$)	71
Fig. 3.12 Room dimension for the simulations	72
Fig. 3.13 Room modeling by STAR-CCM+	72
Fig. 3.14 Simplification of a panel shape and assumption of surface temperatures	74
Fig. 3.15 Cooling capacity curves depending on relationship between $\theta_{s,u}$ and θ_w	76
Fig. 3.16 Selection flow chart of calculation models in STAR-CCM+	81
Fig. 3.17 Description of a test cell	83
Fig. 3.18 Installation of CRCPs in the test cell	84
Fig. 4.1 Values of ARF for simulations	94
Fig. 4.2 Basic cases according to ARF	94
Fig. 4.3 Ranges of opening figuration parameters	118
Fig. 4.4 Simulation modeling of Case Ae	119
Fig. 4.5 Cooling capacity curves of the cases with same layout pattern 1	135
Fig. 4.6 Cooling capacity curves of the cases with same layout pattern 2	136
Fig. 4.7 Cooling capacity curves of the cases with same AR_F 0.75 but different HD	138
Fig. 4.8 Cooling capacity curves of the cases with same AR_F 0.19 but different HD	139
Fig. 5.1 Research flow of deriving regression models for correction coefficients	149
Fig. 5.2 Response to parameters A and B with or without interaction	151
Fig. 5.3 Correlation between c_k and other parameters	153

Fig. 5.4 Correlation between c_n and other parameters	156
Fig. 6.1 Selected CRCP for an example	166
Fig. 6.2 Cooling capacity curve of the selected CRCP	167
Fig. 6.3 Design alternatives of CRCPs	168
Fig. 6.4 Cooling capacity curve of design alternatives.....	170
Fig. 6.5 Measured air temperatures and globe temperatures	175
Fig. 6.6 Comparison between results of CASE 2 and those of CASE 3	177
Fig. 6.7 Comparison between results of CASE 1 and those of CASE 4	177
Fig. 7.1 Research results	186

약 어 설 명

ABBREVIATION	MEANING
CRCP	Cooling radiant ceiling panel
AR	Area ratio
HD	Hydraulic diameter
AT	Attached type
EM	Embedded type
I	Type with insulation on the back of panels
NI	Type without insulation on the back of panels
C	Closed type
PO	Type with opening in a panel plate
LO	Type with opening formed by layout of panels

기 호 설 명

SYMBOL	MEANING	UNIT
A_F	floor area of a room	m^2
A_i	area of surface i	m^2
A_P	total area of ceiling radiant cooling panels	m^2
A_O	total area of an opening	m^2
A_r	area of fictitious surface	m^2
AR_F	opening area-floor area ratio, A_O/A_F	-
AR_P	opening area-panel area ratio, A_O/A_P	-
$AUST$	area-weighted temperature of all indoor surfaces (excluding active panel surfaces)	$^{\circ}C$
c_k	correction coefficient for coefficient of a cooling capacity curve	-
c_n	correction coefficient for exponent of a cooling capacity curve	-
c_w	specific heat capacity of water, 4.18 J/(gK)	J/(kg·K)
D_e	equivalent diameter of panel	m
D_i	inside diameter of pipe of panel	m

SYMBOL	MEANING	UNIT
D_o	outside diameter of pipe of panel	m
E	energy of energy conservation equation	(o)*
E_q	Percentage of enhancement of nominal cooling capacity	%
e	Energy per unit mass of energy conservation equation	(o)
F_{p-i}	view factor between panel surface and surface i	-
F_{p-r}	radiation angle factor from panel surface to fictitious surface	-
$F_{s,l-i}$	view factor between panel lower surface and surface i	-
$F_{s,u-i}$	view factor between panel upper surface and surface i	-
F_r	radiation exchange factor	-
\vec{F}	force of momentum conservation equation	(o)
$\vec{F}_{gravity}$	gravitational force of momentum conservation equation	(o)
\vec{F}_{press}	pressure force of momentum conservation equation	(o)
\vec{F}_{shear}	shear force of momentum conservation equation	(o)
g	acceleration of gravity	m/s ²
H_1	height from a floor to a false ceiling	m
H_2	height from a false ceiling to a room ceiling	m
HD_P	hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and panel perimeter, $4A_o/P_p$	m
HD_{PW}	hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and sum of panel and wall perimeters, $4A_o/(P_p + P_w)$	m
h_f	Friction head loss	(o)
h_{rad}	radiant heat exchange coefficient between panel surface and space	W/(m ² ·K)
$h_{w,r}$	enthalpy of supply water	J/kg
$h_{w,s}$	enthalpy of return water	J/kg
J_i	radiosity from or to another surface in room	W/m ²
J_P	total radiosity leaving or reaching panel surface	W/m ²
k	coefficient of a cooling capacity curve	-

* (o) : The unit is omitted.

SYMBOL	MEANING	UNIT
k_c	thermal conductivity of panel covering	W/(m·K)
k_p	thermal conductivity of panel body	W/(m·K)
k_t	thermal conductivity of pipe	W/(m·K)
M	adjacent tube spacing	m
m	mass of system or control volume	(o)
\dot{m}_w	mass flow rate of cooling water	lpm or g/s
N	number of surfaces in room other than panels	ea
n	exponent of a cooling capacity curve	-
\vec{n}	normal vector	-
P_{dn}	wetted perimeter by downward cool airflow from a plenum	m
P_O	total perimeter of openings	m
P_P	total perimeter of ceiling radiant cooling panels	m
P_{PW}	sum of panel and wall perimeters, $p_P + p_W$	m
P_{up}	wetted perimeter by upward warm airflow from an occupied zone	m
P_W	total perimeter of walls	m
p	pressure of energy conservation equation	kPa
p_s	standard pressure	kPa
Q	heat of energy conservation equation	(o)
Q_{bulb}	power of a bulb in the cooling load simulators	W
Q_P	total heat removal by CRCPs	W
Q_s	total heat output of the cooling load simulators	W
q	specific cooling capacity	W/m ²
q_N	cooling capacity at nominal temperature difference 8 K	W/m ²
q_{nc}	natural convective heat flow density	W/m ²
$q_{nc_{s,l}}$	natural convective heat flow density on lower surface of panel	W/m ²
$q_{nc_{s,u}}$	natural convective heat flow density on upper surface of panel	W/m ²
q_P	cooling load per panel area removed by CRCPs	W/m ²
q_{rad}	radiative heat flow density	W/m ²

SYMBOL	MEANING	UNIT
q_s	cooling load per floor area	W/m ²
$q_{s,l}$	heat flow density on lower panel surface	W/m ²
$q_{s,u}$	heat flow density on upper panel surface	W/m ²
r_c	thermal resistance of active panel surface covers	(m ² ·K)/W
r_p	thermal resistance of panel body	(m ² ·K)/W
r_s	thermal resistance between pipe and panel body per unit spacing between adjacent pipes	(m·K)/W
r_t	thermal resistance of pipe wall per unit spacing between adjacent pipes	(m·K)/W
r_u	characteristic (combined) panel thermal resistance	(m ² ·K)/W
T_i	absolute temperature of surface i	K
T_p	absolute temperature of panel surface	K
T_r	absolute temperature of fictitious surface (uncooled)	K
\hat{u}	internal energy of a system	(o)
\vec{V}	velocity of flow, $\vec{V} = (u, v, w)$	(o)
W	work of energy conservation equation	(o)
x_c	thickness of panel covering	m
x_p	thickness of panel body	m
x_t	thickness of pipe wall	m
z	elevation of system	(o)
ε_i	emittance of surface i	-
ε_p	emittance of panel surface	-
ε_r	emittance of fictitious surface ³	-
θ_a	air temperature	°C
$\theta_{a,oz}$	average air temperature in the zone below the height of 2.6 m	°C
$\theta_{a,plenum}$	average air temperature in a plenum	°C
θ_c	surface temperature of a ceiling	°C
θ_F	surface temperature of a floor	°C
θ_g	measured globe temperature in the experiment	°C
θ_i	temperature of surface i	°C
θ_{mr}	mean radiant temperature	°C

SYMBOL	MEANING	UNIT
$\theta_{mr,oz}$	mean radiant temperature in the zone below the height of 2.6 m	°C
θ_{op}	operative temperature, uniform temperature of an enclosure in which an occupant would exchange the same amount of heat by radiation plus convection as in the actual non-uniform environment	°C
θ_p	average panel surface temperature	°C
θ_w	average water temperature	°C
$\theta_{w,s}$	supply water temperature	°C
$\theta_{w,r}$	return water temperature	°C
$\theta_{s,l}$	average temperature of the lower surface	°C
$\theta_{s,u}$	average temperature of the upper surface	°C
ρ	density of a system or a control volume	kg/m ³
σ	Stephan Boltzmann constant (5.67×10^{-8})	W/(m ² ·K ⁴)
$\tau_{w,dn}$	viscous stress by downward cool airflow from a plenum	(o)
$\tau_{w,up}$	viscous stress by upward warm airflow from an occupied zone	(o)
$\Delta\theta$	difference between operative temperature and mean cooling water temperature	K
$\Delta\theta_{me}$	measured difference between supply and return cooling water temperature in ISO DIS 18566-2	K
$\Delta\theta_w$	difference between supply and return cooling water temperature	K
Φ_{me}	measured output of CRCPs in ISO DIS 18566-2	W
Φ_{Cme}	measured cooling capacity of CRCPs in ISO DIS 18566-2	W
Φ_{CN}	nominal cooling capacity of CRCPs in ISO DIS 18566-2	W
Φ_{CS}	standard cooling capacity of CRCPs in ISO DIS 18566-2	W

제 1 장 서 론

- 1.1 연구의 배경 및 목적
 - 1.2 연구의 범위 및 방법
-

1.1. 연구의 배경 및 목적

복사 냉방 패널 시스템은 패널의 표면온도를 낮게 하여 복사와 대류 열교환을 통해 실내 공간으로부터 열을 제거하는 냉방시스템이다. 주로 실내 공간과 마주하고 있는 패널 표면에서 흡열하여 냉방부하를 제거하기 때문에, 실내 공간과 마주하고 있는 표면을 주 방냉면으로 여겨왔다. 그 외의 표면에서의 흡열은 실내공간의 냉방에 거의 도움이 되지 않을 뿐만 아니라 다른 인접 공간의 냉방부하를 제거하는 등 대상 공조 공간 입장에서는 손실로 여겨져, 이를 최소화 하기 위하여 주방냉면 이외의 표면은 주로 단열되어 왔다. 이는 천장 복사 냉방 패널 시스템의 경우도 예외는 아니어서 실내공간과 마주보고 있지 않은 패널 상부표면에서의 흡열을 줄이기 위하여 상부 표면을 단열한 패널을 많이 사용하였다.

한편, 천장 복사 냉방 패널과 상부 슬래브 사이의 공간인 플레넘은 환기를 위한 덕트시스템, 조명을 위한 전기 배선, 스프링클러 및 화재 감

지 센서 등의 소방 설비가 지나고 있어, 이들을 가리기 위하여 복사 패널이 설치된 면이 완전 단혀지도록 시공되어 왔다. 이러한 설치 관행은 천장 복사 패널 설치 면을 중심으로 하부 표면이 바라보고 있는 아래쪽을 공조 공간, 상부 표면이 바라보고 있는 플레넘을 비공조 공간으로 자연스럽게 설정하게 되어, 상부 표면이 단열된 패널의 사용은 더욱 설득력이 있었다. 이에 따라, 패널을 건물에 어떻게 설치할 것인가에 대한 설계를 할 때도 자연히 패널 하부 표면에서의 흡열만이 주된 설계 대상이 되어 왔다.

그러나 온도가 낮아질수록 밀도가 증가하여 하강하고자 하는 힘이 생기는 공기의 유체역학적 특성을 고려했을 때, 패널 상부 표면에서의 흡열에 의해 냉각된 공기를 플레넘에 머무르지 않고 아래쪽 실내로 하강할 수 있게 한다면 거주 공간의 냉방에 도움이 될 것으로 예상된다.

또한 오픈랩 스타일의 공간, 수직적 개방감을 중시하는 건축 설계 트렌드와 설비 마감 기술의 발전으로, 플레넘의 각종 설비를 감추기 위해 천장면을 모두 덮도록 설치했던 폐쇄형 설치 형태에서 벗어나 패널을 일부만 설치하여 천장면에 뚫린 부분을 두는 개방형 설치 형태가 늘어나고 있다.

폐쇄형 설치로 인해 거주공간으로 이동할 수 있는 길이 없이 플레넘에 정체되어 있던 냉각된 공기는 개방형의 패널 설치로 생긴 뚫린 부분을 통하여 하강할 수 있게 되고 거주역의 따뜻해진 공기는 플레넘까지 상승할 수 있다. 개방형으로 설치하는 경우의 이러한 공기 이동은 패널 표면

에서의 열교환을 촉진 시켜 패널의 냉방 용량을 증가시킬 수 있을 것이다. 더 나아가 개방된 면적이 같은 경우에도 패널의 배치에 따라 뚫린 부분의 형상이 다르면 이 부분을 통한 공기의 이동이 영향을 받게 되므로 냉방용량 증가 정도도 달라질 것이다.

이렇듯 패널면에 뚫린 부분이 있고, 어떤 형상으로 뚫려있는지에 따라 패널의 냉방 용량이 증가하게 되면 같은 냉수 조건으로도 폐쇄형으로 설치할 때 필요한 패널 면적보다 적은 패널 면적으로도 동일한 냉방부하를 제거할 수 있어 경제적이며, 같은 패널 면적에 대해서는 폐쇄형일 때보다, 또 개방형일 때라도 패널의 배치에 따라, 좀 더 높은 온도의 냉수를 사용할 수 있어 결로의 위험을 낮출 수 있을 것으로 기대된다.

뿐만 아니라 공기의 이동은 상부 표면에서의 흡열을 거주역의 냉방에 이용할 수 있게 함으로 상부 표면에서의 흡열을 최소화하기 위해 필요한 패널 상부의 단열을 제거할 수 있으므로 패널 제품 가격의 인하로 이어질 수 있다.

그러나 이러한 기대 효과에도 불구하고, 개방형의 설치로 인한 패널의 냉방 용량 증가에 관한 연구와 냉방 효과를 증빙할만한 데이터가 부족하여, 개방형으로 설치되는 패널의 설계에도 폐쇄형으로 설치된 상태에서 평가된 단일한 냉방 용량 데이터가 사용되고 있다.

객관적인 데이터의 부재는 설계자나 건축주에게 개방형으로 설치된 패널 상부 표면에서의 방냉량이 거주공간의 냉방에 도움이 된다는 확신을 주지 못한다. 이는 패널 상부 표면이 단열된 상대적으로 비싼 가격의 제

품을 선정하게 되거나 패널의 면적을 줄일 수 있음에도 불구하고 폐쇄형으로 설치할 경우에 필요한 패널 면적과 같게 설계하는 등 경제적인 손실로 이어지게 된다.

만일 개방형의 설치와 패널의 배치로 인해 달라지는 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량을 예측하고, 이를 설계 단계에서 고려할 수 있다면 앞서 언급한 열에너지적, 경제적 기대효과를 충분히 누릴 수 있을 것이다. 따라서 본 연구의 목적은 개방형으로 설치되는 패널의 배치에 따라 달라지는 냉방 용량을 예측하여 패널의 면적 및 배치, 냉수 온도 등을 결정할 수 있도록 패널의 설계 프로세스를 수립하는 것이다.

1.2. 연구의 범위 및 방법

본 연구는 개방형을 설치되었을 때 패널의 냉방 용량 증가가 가장 커서 개방형의 이점을 극대화할 수 있을 것으로 예상되는 배관이 얇은 패널 판에 부착되어 냉수 온도와 패널 하부 표면 온도간 차이가 상대적으로 작고, 상부 단열이 없이 배관이 노출되어 상부 표면온도가 상대적으로 낮은 천장 거치형 복사 냉방 패널을 대상으로 하였으며, 패널의 냉방 용량은 냉방 용량 실험 평가 기준인 EN14240을 바탕으로 냉방 용량 곡선의 형태로 표현하는 것을 기본으로 한다. 또한 오직 패널의 배치가 냉방 용량에 미치는 영향만을 파악하기 위해 다른 요인들에 의한 간섭이 일어나지 않는 상황으로 다른 변인들을 통제하였다. 즉, 패널이 설치된 공간을 기계 환기가 없다고 가정하여 연구를 진행하였다. 이는 EN14240

에서 패넬의 냉방 용량을 평가하는 실험 상황과 동일한 조건이다.

연구의 목적을 달성하기 위하여 우선 천장 복사 냉방 패넬의 냉방 용량을 평가하는 관련 연구문헌을 고찰하였다. 기존 문헌에서 천장 복사 냉방 패넬의 용량을 평가하는 실험 방법 및 이론 계산식을 살펴보고, 실험과 시뮬레이션 결과를 분석하여 개방형 천장 복사 냉방 패넬의 냉방 용량이 증가할 가능성에 대하여 설명하였다. 이러한 가능성은 개방부(opening)를 통한 공기 이동의 결과이며, 이 공기 이동은 패넬 배치에 따른 개방부의 형상인 크기와 모양에 의해 영향을 받게 됨을 설명하였다. 현재까지의 평가 방법 및 데이터, 설계 프로세스들이 개방형의 냉방 용량을 평가하고 실에 설치하기 위한 설계를 하기에는 불충분하며 폐쇄형 천장을 설계하는 방식 그대로 개방형 천장을 설계하고 있음을 문제점으로 제기하여 개방형 천장 냉방 복사 냉방 패넬을 위한 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스가 필요함을 보였다.

냉방 용량은 냉방 용량 곡선의 형태로 하기로 하며, 폐쇄형과 개방형 패넬의 냉방 용량 간의 관계를 정량적으로 설명하기 위해 보정 계수를 정의하였다. 그 후 개방형 천장 복사 냉방 패넬의 냉방 용량에 영향을 미치는 개방부의 형상 요소를 분류하여 정의하였다. 정의된 형상 요소에 따른 패넬 냉방 용량을 컴퓨터 시뮬레이션으로 평가하기 위하여 EN 14240의 조건을 준용하여 개방형 패넬의 냉방 용량 곡선 도출 방법을 정립하였다. 실의 형상, 경계조건, 계산 모델 등을 선정하여 평가에 사용할 CFD 시뮬레이션 모델을 개발하고 실험 결과와의 비교를 통하여 검증함

으로써 시뮬레이션 모델을 구축하였다.

패널의 배치에 따른 개방부의 면적 및 둘레 길이들을 달리하여 형상 요소 값을 설정, 시뮬레이션 케이스를 나누어, 앞서 구축한 시뮬레이션 모델로 정상상태 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션의 결과를 분석하여 개방부의 형상 요소에 따른 각 케이스 별 냉방 용량 곡선을 도출하였다.

도출된 냉방 용량 곡선과 기존 폐쇄형으로 설치되었을 때의 냉방 용량 곡선을 비교 분석, 보정 계수를 도출함으로써 이를 이용하여 개방형 패널 냉방 용량 곡선을 폐쇄형의 냉방 용량 곡선으로부터 계산할 수 있도록 하였다. 이를 위하여 형상 요소와 보정 계수 간의 회귀 분석을 실시하여, 주요 형상 요소를 선정하고 이들을 변수로 하는 보정 계수 예측 방정식을 도출하였다.

보정 계수 예측 방정식을 활용할 수 있으며, 패널을 개방형으로 설치함에 따른 실의 상황을 반영할 수 있는 개방형 천장 복사 냉방 패널을 위한 설계 프로세스를 정립하고, 기존 제품에 대하여 폐쇄형과 개방형으로 설계를 진행하여 대안을 도출하였다. 동일한 패널 면적을 갖는 폐쇄형 패널 대안과 개방형 패널 대안에 대하여 실험을 실시하고 결과를 비교함으로써 개방형 설치로 인해 향상되는 냉방 효과를 입증하고 본 연구의 설계 프로세스를 통하여 도출한 개방형의 설계 대안이 타당함을 보였다.

본 연구의 범위 및 방법을 요약하면 다음과 같다.

(1) 천장 복사 냉방 패넌의 냉방 용량 평가를 위한 고찰

천장 복사 냉방 패넌의 냉방 메커니즘과 기존의 설계 프로세스, 냉방 용량을 평가하는 관련 기준 및 연구문헌을 고찰하여, 냉방 용량 곡선 도출의 이론적 배경으로 삼았다. 기존 연구의 실험 결과와 시뮬레이션 결과들을 고찰하여 개방형으로 설치할 경우 폐쇄형으로 설치할 경우보다 냉방 용량이 증가할 가능성이 있음을 보였다. 또한 이러한 냉방 용량의 증가는 패넌의 배치에 따라 형상이 달라지는 개방부의 영향임을 개방부를 통한 공기 이동의 특성을 분석하여 설명하였다. 이러한 냉방 용량 증가의 가능성에도 불구하고 개방형 천장 복사 패넌을 설계 하는 경우에도 폐쇄형을 전제로 한 기존의 냉방 용량 평가 방법 및 설계 프로세스를 그대로 사용하고 있어 개방형의 증가된 냉방 용량을 고려하고 있지 못함 문제점으로 제기하고, 개방형 천장 냉방 복사 냉방 패넌을 위한 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스가 필요함을 주장하였다.

(2) 개방형 패넌의 냉방 용량 평가 모델 구축

패넌의 냉방 용량을 기술하는 형태 중 냉방 용량 곡선을 선택하여 폐쇄형과 개방형 패넌의 냉방 용량과의 관계를 냉방 용량 곡선의 특성 계수와 특성 지수가 달라지는 것으로 설명하고, 달라지는 정도를 보정 계수로 정의하였다. 개방형 천장 냉방 복사 패넌에서의 개방부를 정확히 정의하고, 패넌의 배치에 따라 개방부의 형상이 달라짐을 설명하였다. 냉방 용량의 증가는 공기 이동의 통로가 되는 개방부의 형상 즉, 크기와

모양에 따라 결정되기 때문에 개방형 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 평가를 위하여 개방부의 형상을 분류하고 정량화하였다. 또한 다른 케이스로의 확장 적용을 위하여 개방부의 형상을 무차원화, 일반화하여 형상 요소로 설정하였다. EN14240에 제시된 실험 조건과 가정들을 준용하여 형상 요소에 따라 달라지는 냉방 용량을 CFD 시뮬레이션을 통하여 평가하고 냉방 용량 곡선으로 도출할 수 있도록 개방형 패널에 대한 냉방 용량 평가 방법을 도출하였다. 시뮬레이션을 위한 기본 모델을 개발하고 실험 결과와의 비교를 통하여 검증하였다.

(3) 개방형 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 평가

개방부의 형상 요소 조건에 따른 냉방 용량을 평가하기 위하여 패널의 배치에 따른 개방부의 면적 및 둘레 길이들을 달리하여 형상 요소 값을 설정, 시뮬레이션 케이스를 구성하고, 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션의 결과로부터 형상 요소에 따른 케이스 별 냉방 용량 곡선을 도출하고 각 형상 요소가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향을 분석하였다.

(4) 개방형 패널의 냉방 용량 곡선을 위한 보정 계수 도출

도출된 개방형 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 곡선과 폐쇄형 천장 복사 냉방 용량 곡선으로부터 각 케이스 별 특성 계수와 특성 지수를 위한 보정 계수(correction coefficient)를 계산한 후, 개방부의 형상 요소와 보정 계수 간 관계에 대한 회귀 분석을 수행하여 폐쇄형의 용량 곡선으로부터 개방형 천장 복사 냉방 패널의 용량 곡선을 예측할 수 있는, 주요

형상 요소를 변수로 하는 보정 계수 예측 방정식을 도출하였다.

(5) 개방형 천장 복사 냉방 패널의 설계 프로세스 개선 및 적용

패널을 개방형으로 설치함으로 인해서 플레넘을 공조 공간으로 가정하여야 하는 등의 달라지는 실의 상황과 앞서 도출된 보정 계수 예측 방정식을 설계 단계에서 고려할 수 있도록 개방형 천장 복사 냉방 패널을 위한 설계 프로세스를 정립하였다. 정립된 설계 프로세스를 활용하여 기존 천장 복사 냉방 패널 제품에 대한 실제 설계를 수행하여 폐쇄형과 개방형의 패널 면적 및 냉수 조건 대안들을 도출하였다. 같은 면적의 폐쇄형과 개방형 대안대로 테스트셀에 설치하여 실험함으로써 개방형 설치로 인한 냉방 효과 증가를 입증하고, 개방형 패널을 위한 설계 프로세스가 실제 적용에 있어 타당함을 보였다.

이상과 같은 연구 진행을 연구 흐름도로 나타내면 Fig.1.1과 같다.

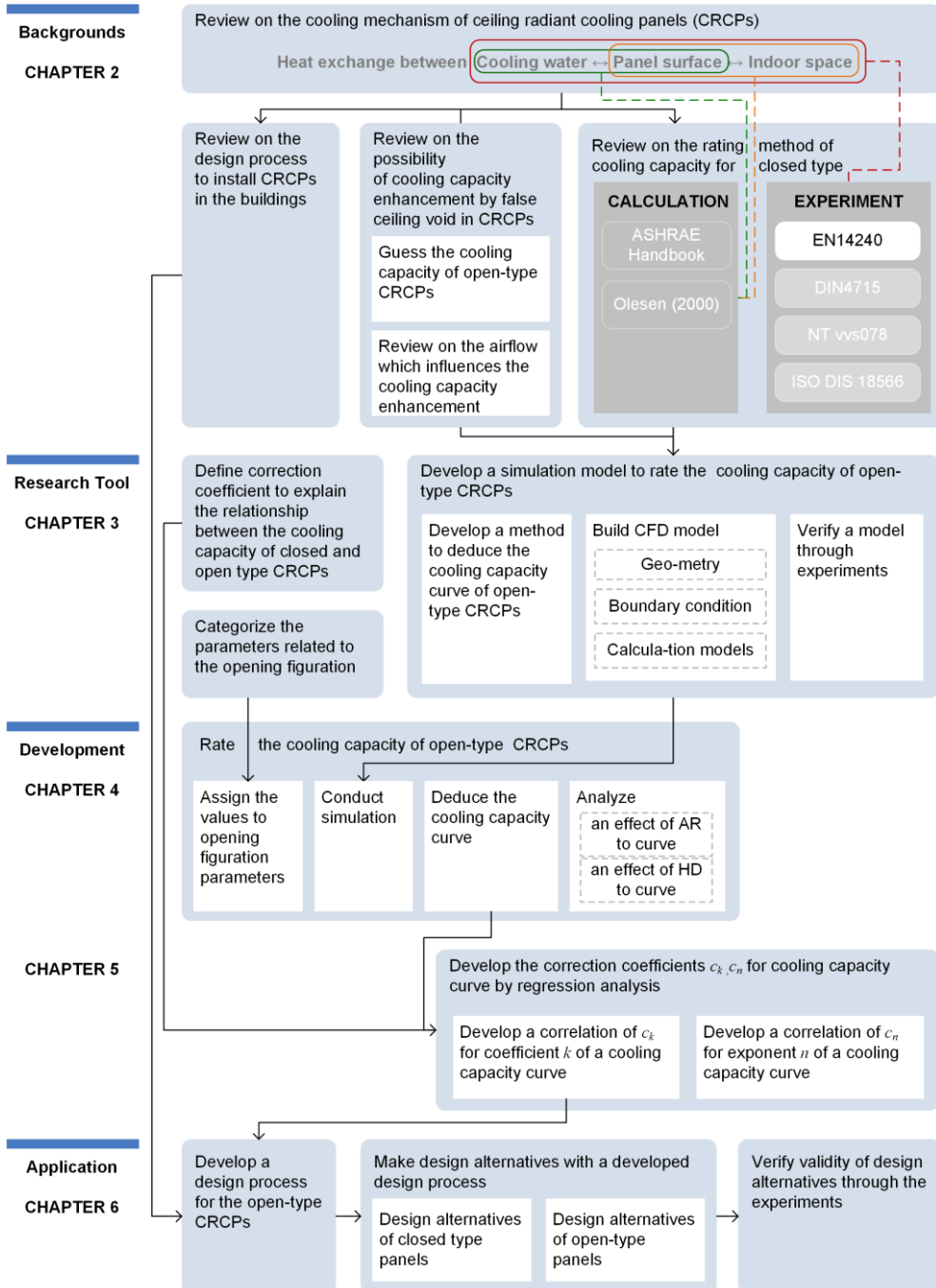


Fig. 1.1 Research process and methods

제 2 장

천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량에 관한 예비적 고찰

- 2.1 천장 복사 냉방 패널의 냉방
 - 2.2 개방형 설치로 인한 냉방 용량의 변화
 - 2.3 기존 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 평가
 - 2.4 소 결
-

현재까지 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량은 폐쇄형으로 설치되는 상황을 전제로 하여 평가되고, 패널 제품의 사양으로 설계 시에 활용하는 냉방 용량 데이터 역시 폐쇄형으로 설치될 때의 값이 제시되고 있으며, 설계 프로세스도 폐쇄형 설치를 전제하고 있다.

본 장에서는 천장 복사 냉방 패널의 기본 냉방 메커니즘, 폐쇄형을 전제로 한 설계 프로세스와 냉방 용량에 대한 기존 연구를 고찰하였다. 기존 문헌의 실험 및 시뮬레이션 데이터를 분석하여 개방형으로 설치할 때 냉방 용량 증가의 가능성이 있음을 보이고, 기존과는 다른 개방형 냉방 패널의 설계를 위한 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스가 필요함을 보였다. 그 후 개방형 패널을 위한 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스의 정립을 위하여 개방형 설치로 인해 달라지는 공기의 이동 특성을 고찰하고 기존 패널의 냉방 용량 평가 방법을 상세히 고찰함으로써 개방형 패널의 냉방 용량 평가에 이를 준용할 수 있도록 하였다.

2.1. 천장 복사 냉방 패널의 냉방

2.1.1. 천장 복사 냉방 패널의 냉방 메커니즘

천장 복사 냉방 패널(cooling radiant ceiling panel, CRCP)은 패널의 표면온도를 제어하여 실의 현열 부하를 제거하는 냉방 설비이다. 패널의 표면온도는 배관 내를 흐르는 냉수의 조건과 패널의 형태적, 열적 특성에 따라 결정되며, 패널 표면과 실내 공기와의 대류 열전달 및 패널 표면과 실내 표면과의 복사 열전달을 통해 실내 공간으로부터 열을 제거한다. (Fig. 2.1 참조)

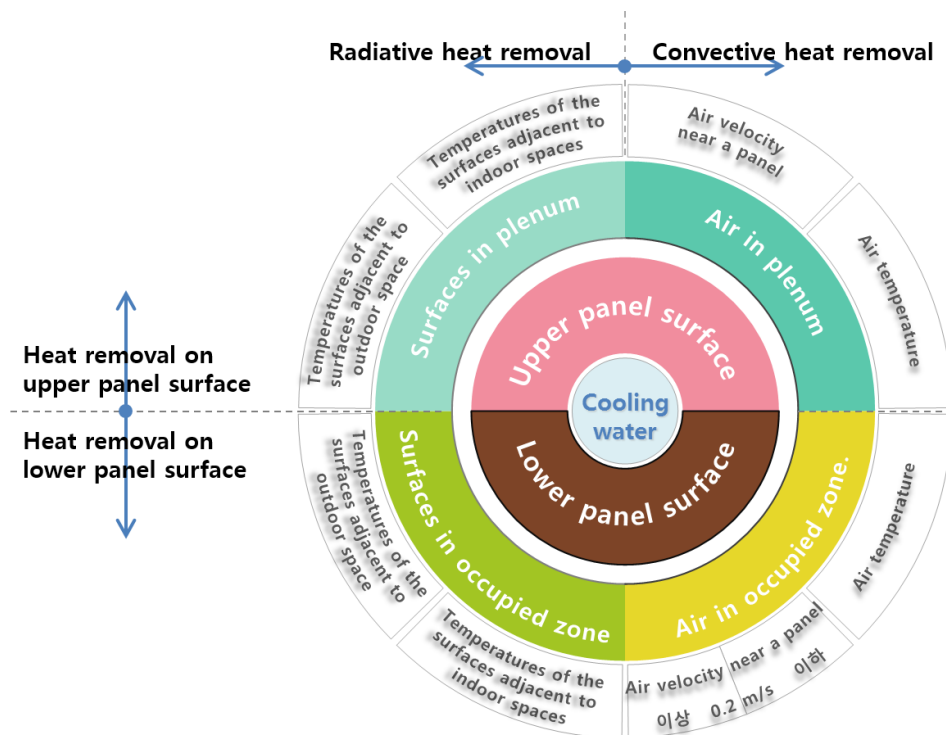


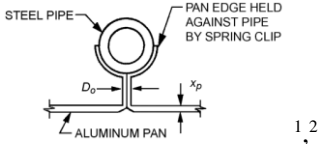
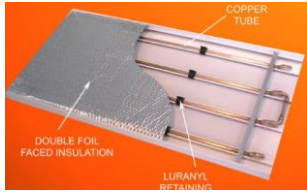
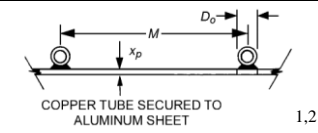
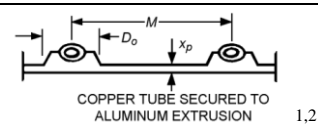
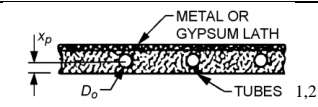

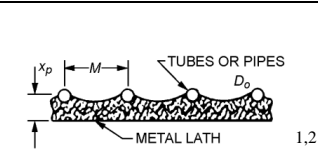

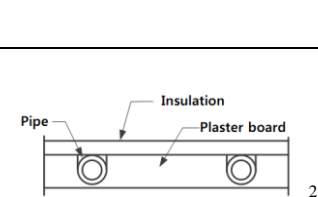
Fig. 2.1 Cooling mechanism of CRCPs

여기서 유념해야 할 것은, 같은 냉수 조건이라도 패널의 형태적, 열적 특성에 의해 패널의 표면온도가 달라질 수 있으며, 패널 설치면을 기준으로 위-아래 공간의 관계가 달라질 수 있다는 것이다. 본 연구에서는 패널의 형태적, 열적 특성에 따라 천장 복사 냉방 패널을 Table 2.1과 같이 분류하였다. 각종 기준과 기술 문서에 제시된 패널과 실제 패널 제품들은 Table 2.1의 유형에 따라 Table 2.2와 같이 정리할 수 있다.

Table 2.1 Types of CRCPs

Category	Type	Description	Notes
Relation between a panel plate and a pipe	Attached type (AT)	Pipes attached on thin panel plate	little temperature difference between cooling water and lower surface of panels
	Embedded type (EM)	Pipes embedded in a thick panel body	Relatively a little temperature difference between cooling water and lower surface of panels
Insulation on the back of panels	Insulated type (I)	With insulation	Relatively high temperature at upper surface of panels
	No insulated type (NI)	Without insulation	Relatively low temperature at upper surface of panels
Opening in the installation layer of CRCPs	Closed type (C)	No opening in the installation layer of CRCPs	Blocked air flow between ceiling plenum and occupied zone
	Type with opening in a panel plate (PO)	With opening in a panel plate	Unblocked air flow between ceiling plenum and occupied zone
	Type with opening formed by layout of panels (LO)	With opening formed by separated CRCPs	

Table 2.2 Classification of CRCP products

CRCP	Type	CRCO	Type
	(AT) (NI) (C)/(LO)		(AT) (I) (C)/(LO)
	(AT) (NI) (C)/(LO)		(AT) (NI) (PO)
	(EM) (NI) (C)/(LO)		
	(EM) (NI) (C)/(LO)		(EM) (I) (C)/(LO)
	(EM) (I) (C)/(LO)		

- 1 ASHRAE, *ASHRAE Handbook-HVAC systems and equipment* (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2012), p.6.6.
- 2 ISO, "ISO DIS 18566-1: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems," in *Part 1: Definition, symbols, technical specifications and requirements* (2015), p.15.
- 3 <http://www.feukltd.com/Radiant%20Panel%20Page.htm>
- 4 Lun Zhang, Xiao-Hua Liu, and Yi Jiang, "Experimental evaluation of a suspended metal ceiling radiant panel with inclined fins," *Energy and Buildings* 62 (2013): p.524.
- 5 박상훈 et al., "천장 복사 패널의 유형에 따른 방냉량 평가에 관한 연구," [A Study on the Evaluation of the Cooling Capacity of Radiant Ceiling Panel According to the Panel Type.] 대한건축학회 논문집 - 계획계 30, no. 12 (2014).

패널의 표면은 거주공간을 마주하고 있는 하부 표면과 플레넘을 마주하고 있는 상부 표면으로 나뉘어진다. 패널의 하부 표면은 거주공간과 마주하고 있으므로 패널 하부 표면 온도와 거주공간의 실내 조건에 따라 하부 표면에서 흡수하는 열량이 달라지며, 패널의 상부 표면은 플레넘 측의 공간과 마주하고 있으므로 패널 상부 표면 온도와 플레넘의 조건에 따라 상부 표면에서 흡수하는 열량이 달라진다.

한편, 패널의 표면에서 흡수하는 열량은 열교환의 형태에 따라 복사 흡열량과 대류 흡열량으로 나눌 수 있는데, 복사 흡열량은 실내 조건 중 실내 표면온도에 따라, 대류 흡열량은 실내 조건 중 실내 공기온도와 패널 부근의 기류 속도에 따라 달라진다.

2.1.2. 천장 복사 냉방 패널의 설계 프로세스

천장 복사 냉방 패널은 실의 냉방부하를 제거하기에 충분한 흡열량을 확보할 수 있도록 설계 기준⁶ 및 기술 문서⁷나 각 패널 제품의 사양에 제시된 프로세스를 따라 설계된다. 각 방법의 세부적인 내용은 다소 차이가 있으나, 모든 프로세스는 대체로 다음과 같은 단계를 따르고 있다.

- (A) 실의 설계 조건 (건구 온도, 상대 습도, 노점온도), 건물의 위치에 따른 설계 외기 조건을 결정한다.

6 ISO, "ISO DIS 18566-3: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems," in Part 3: Design of ceiling mounted radiant panels (2015).

7 ASHRAE, *ASHRAE Handbook-HVAC systems and equipment*, pp. 6.1-6.21.

-
- (B) 현열 냉방 부하와 잠열 냉방 부하를 계산한다.
 - (C) 환기를 위해 필요한 최소 환기량을 결정한다. 최소 환기량으로 제거할 수 있는 잠열 부하량과 현열 부하량을 계산한 후, 천장 패널 시스템으로 제거해야 하는 잔여 현열 부하량을 결정한다.
 - (D) AUST (average unconditioned surface temperature)를 결정하고, 복사 평균온도 (mean radiant temperature θ_{mr})와 작용온도 (operative temperature θ_{op})를 계산한다.
 - (E) 설계 실내 조건 하에서 결로를 발생시키지 않으며, 온열 불쾌적을 일으키지 않는 패널의 최저 허용 표면온도를 결정한다.
 - (F) 잔여 현열 부하를 처리하는데 필요한 패널 면적을 결정한다.
 - (G) 패널의 주어진 배관 간격에 대해 필요한 평균 냉수 온도를 결정하고, 냉수 유량 및 냉수 온도 상승을 계산한다.
 - (H) 패널을 배치하고, 분배기의 크기와 위치를 결정한다. 패널의 배치는 조명, 흡음, 플레넘으로 접근할 수 있는 점검구 계획을 포함하여 천장면 디자인과 함께 이루어져야 한다.

설계 프로세스 상의 (F)와 (G) 단계에서 필요 패널 면적과 냉수 조건을 계산하기 위해서는, 설치하고자 하는 패널의 냉수 조건에 따른 패널 표면 온도와 표면에서의 흡열량을 예측할 수 있어야 한다. 이들을 예측할 수 있도록 하기 위해 패널의 냉방 용량을 구할 수 있는 계산식 및 실험방법 등이 제시되고 있다.

2.1.3. 냉방 용량 관련 기존 연구

EN14240⁸, DIN4715⁹, NT VVS 078¹⁰의 국제 기준은 특정 조건의 실험실 상황에서 천장 냉방 패널을 폐쇄형으로 설치하여 냉수 온도, 흑구 온도, 패널 흡열량을 측정 및 계산하여 패널의 냉방 용량을 평가한다. 이렇게 평가된 냉방 용량은 곡선 (cooling capacity curve, Fig. 2.2 (a))이나 표 (Fig. 2.2 (b)), 공칭 냉방 용량 값 (nominal cooling capacity, Fig. 2.2 (c)) 혹은 기준 냉방 용량 (standard cooling capacity)의 형태로 제시한다.

현재 제정 중인 ISO DIS 18566¹¹에서는 특정 조건의 실험실 상황에서 천장 냉방 패널과 별도의 단열재를 패널 상부에 함께 설치한 후 수행한 측정 결과로부터 표준 냉방 용량 (standard cooling capacity)과 공칭 냉방 용량 (nominal cooling capacity)을 제시하도록 하고 있다.

설계자들은 생산자가 상기 기준의 실험방법을 따라 평가, 제공한 제품의 냉방 용량을 설계프로세스 (F)와 (G) 단계에서 활용하여 대상 건물에 필요한 패널의 면적과 냉수 조건을 결정할 수 있다.

ASHRAE Handbook-HVAC System and Equipment 기술 문서의 6장¹²에서는 패널의 유형에 따라 제시된 부위별 열저항 계산식과 패널 표면에서의 대

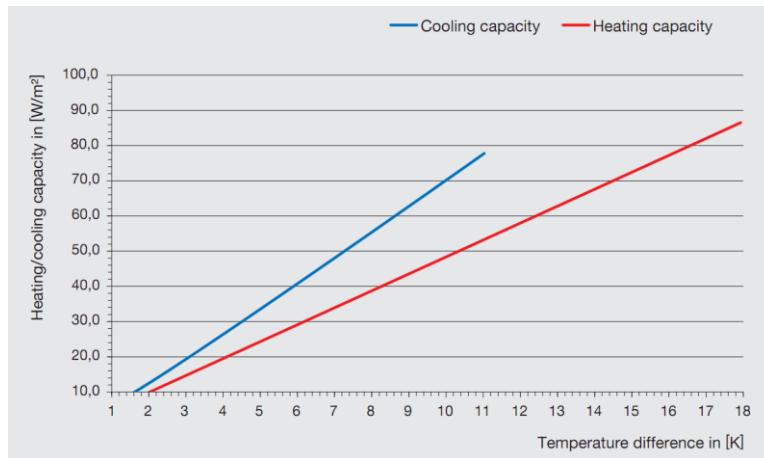
8 CEN, "EN 14240:2004 Ventilation for buildings-Chilled ceiling-Testing and rating " (2004).

9 DIN, "DIN 4715-1: Cooling surfaces for rooms - part 1: measuring of the performance with free flow," (1997).

10 NORDTEST, "NT VVS 078 Ceiling cooling systems: Cooling capacity," (1999).

11 ISO, "ISO DIS 18566-2: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems," in Part 2: Determination of heating and cooling capacity of ceiling mounted radiant panels (2015).

12 ASHRAE, ASHRAE Handbook-HVAC systems and equipment; ibid.



(a) *climaBOARD® cul'* produced by Integrale Climasyysteme GmbH


Performance Data - Cooling - Metric Units

Room Designation	Room Air Temperature minus Mean Water Temperature (°C)															
	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	8.3	8.9	9.4	10.0	10.6	11.1	11.7	12.2	12.8	13.3	13.9
A (Interior Room)	54	60	66	69	76	82	88	95	98	104	110	117	123	126	132	139
B (Perimeter)	66	73	79	85	88	95	101	107	114	120	126	132	136	142	148	154

Performance Notes:

1. Outputs expressed in Watts/square meter of panel.
2. Values are based on BSRIA BS3528:1977.
3. ASHRAE A138 values are available as per DIN14037 (Heating) and DIN14240 (Cooling).

(b) Radiant panels produced by Price industries

	emcocool model MD50WT	Capacity
	Oxygen diffusion-proof system in accordance with DIN 4726 Consists of <ul style="list-style-type: none"> ■ Highly flexible diffusion-proof cooling and heating pipe made from plastic (PB) ■ Aluminium heat-conducting lamella for holding the PB pipe ■ Mounting channel for holding the lamella ■ Flexible connections for air conditioning elements with releasable connectors 	¹⁾ Cooling capacity: Up to 96 W/m ² ²⁾ Heating capacity: Up to 110 W/m ² ¹⁾ In accordance with DIN EN 14240, depending on the version ²⁾ Taking DIN EN 14240 into consideration

(c) emcocool model MD50WT produced by emco

Fig. 2.2 Examples of cooling capacity of existing panel products rated by standards

류와 복사 열전달량 계산식을 제시하여 패널의 냉방 용량을 예측할 수 있도록 하고 있다. 설계 프로세스의 (F) 단계에서 설계 실내 조건을 유지하기 위해 필요한 패널 면적과 패널 표면온도를 대류 및 복사 열전달량 계산식을 활용하여 계산한 후, (G) 단계에서 패널 부위별 열저항 계산식을 활용하여 필요 표면 온도를 확보하기 위한 냉수 온도 및 유량 조건을 결정하게 된다.

상기의 기준들과 기술문서에서는 패널의 냉방 용량을 평가할 때 몇 가지 제한적인 상황을 가정하고 있다. 첫째로, 실험 방법과 계산 방법 모두 기계환기가 없는 자연 대류 조건을 기본으로 하고 있다. 즉, 기계환기 설비가 없는 실험실에 패널을 설치하여 실험하고, 계산식을 사용할 때는 자연 대류의 열전달 계수를 사용한다. 이는 침기, 거주자들의 움직임 및 기계환기로 인한 강제 대류는 패널의 냉방 용량에 미치는 영향이 미미¹³한 것으로 판단하고 있기 때문이다.

둘째, 기준들에서 제시하고 있는 실험 방법의 경우는 실험을 실시하는 동안 실험실 여섯 면의 표면온도를 모두 동일하게 유지하도록 하고 있다. 이는 외기에 면한 벽체나 창문의 표면온도가 그렇지 않은 표면의 온도보다 높은, 건물의 실제 상황을 반영하지 못한 조건이다. 이는 실험실 상황에서 측정된 냉방 용량을 실제 상황에 적용하여도 패널의 흡열량을 확보하는데 충분하다는 것을 전제로 하는 것이다.

13 ISO, "ISO DIS 18566-3: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems," p.12.

셋째, 상부 표면에서의 흡열은 대부분 손실로 가정하고 있다. 이는 상부 표면에서의 흡열은 거주 공간의 냉방에 전혀 도움이 되지 않는다고 보기 때문이며, 현재까지의 대부분의 설계 사례나 설치 관행과 같이 패널 설치면을 모두 가리는 형태에 있어서는 합리적인 가정으로 여겨진다.

현재 천장 패널을 설치하고자 하는 실제 현장에서는 이러한 제한적인 상황에서 평가된 냉방 용량으로 패널을 설계하고 있는 한편, 연구 기관에서는 상기의 제한 사항들에 대한 분석과 수정이 필요함을 주장하는 연구가 수행, 발표되고 있다.

Kochendorfer¹⁴는 DIN 4715의 실험이 외부와의 열교환을 무시할 수 있는 단열 벽체로 이루어진, 환기가 없는 공간에서 실시되기 때문에, 실험실에서 측정된 패널의 냉방 용량보다 실제 건물에서의 냉방 용량이 25% 이상 확연히 크다는 사실을 밝혔다. 이렇게 실제 건물에서의 냉방 용량이 커지는 이유는 기준에서 제시하는 실험 조건과는 달리 실제 건물에서는 창문이나 외피와 면한 벽체의 온도가 높고, 기계환기가 함께 설치되어 기류 속도 증가하기 때문이며, 실험실에서 측정한 냉방 용량은 현장 측정 데이터와의 비교 분석을 통해 수정할 필요가 있다고 주장하였다.

Jeong과 Mumma^{15,16}는 Kochendorfer의 주장에 동의하면서, 기계환기가

14 Christoph Kochendorfer, "Standardized testing of cooling panels and their use in system planning," ASHRAE Transactions 102, no. 1 (1996).

15 Jae-Weon Jeong and Stanley A. Mumma, "Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces," Applied Thermal Engineering 23, no. 18 (2003).

16 "Impact of Mixed Convection on Ceiling Radiant Cooling Panel Capacity," HVAC&R Research 9, no. 3 (2003).

함께 설치된 패널의 냉방 용량을 예측할 수 있는 회귀식을 제시하였다.

Tian 등¹⁷은 외부와 면하여 다소 온도가 높은 표면이 있는 실에 설치된 패널의 냉방 용량을 실험실에서 측정한 냉방 용량에 보정 계수를 곱하는 방식으로 예측할 수 있도록 하였다. 박상훈¹⁸은 외기에 노출되어 높은 온도의 표면이 있는 실에서의 패널의 냉방 용량을 평가할 수 있는 실험 방법을 제시하였다.

위의 연구들에서 고려하고 있는 범위를 도식화하면 Fig. 2.3과 같다.

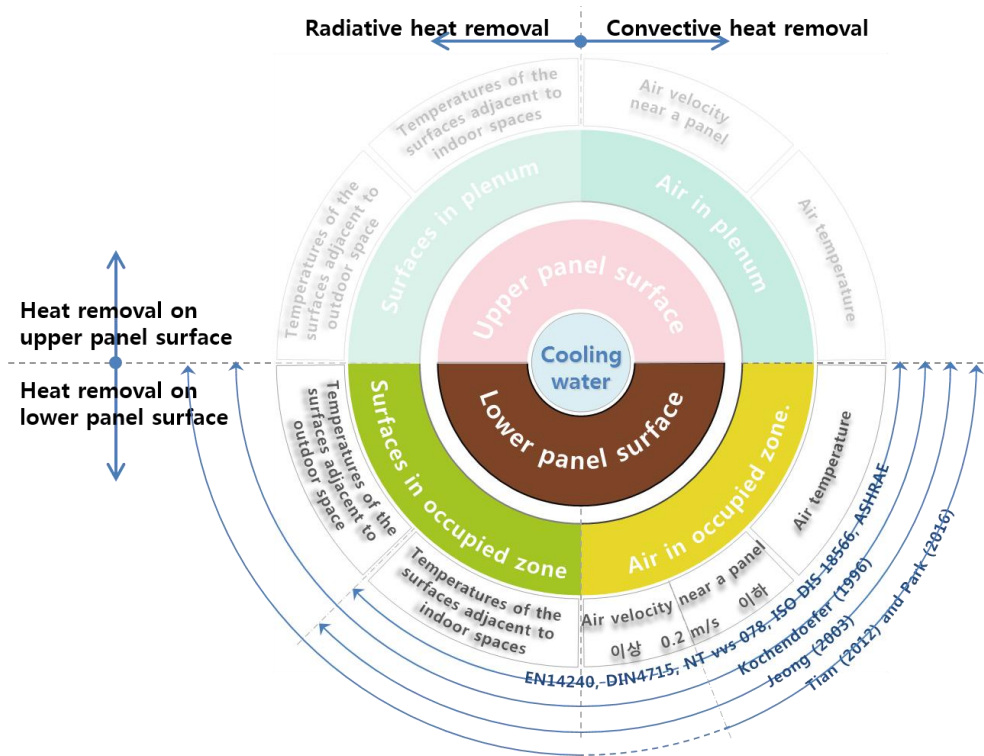


Fig. 2.3 Literature reviews on the rating of CRCPs cooling capacity

17 Zhe Tian et al., "Research on the actual cooling performance of ceiling radiant panel," Energy and Buildings 47 (2012).

18 박상훈, "천장 복사 냉방 패널의 방냉량 평가를 위한 경계 조건 설정" (서울대학교, 2016).

앞에서 언급한 기존 연구 역시, Fig. 2.3에서 보는 바와 같이 상부 표면에서의 흡열에 대하여서는 고려하고 있지 않아, 국제 기준 및 기술 문서에서와 마찬가지로 상부에서의 흡열이 거주역의 냉방에 도움이 되지 않는 상황을 가정하고 있다.

대부분의 천장 복사 냉방 패널에서 활용되고 있지 않은 패널 상부에서의 흡열을 거주역의 냉방에 활용할 수 있다면 앞에서 언급한 설계 기준, 기존 연구의 실험 방법, 계산식을 검토, 수정하여, 상부 흡열에 의한 거주역 냉방 효과를 패널의 냉방 용량 평가 및 설계에 적용할 수 있도록 해야 한다.

2.2. 개방형 설치로 인한 냉방 용량의 변화

2.2.1. 상부 흡열량의 역할 변화

천장 복사 냉방 패널은 플레넘을 지나는 덕트 시스템, 전기 및 소방 설비를 재실자의 시선으로부터 차단하기 위하여 복사 패널이 설치된 천장면이 완전 닫혀지도록 시공되는 것이 일반적이다. 이러한 폐쇄형의 설치 형태에서는 천장 복사 패널 설치면을 중심으로 하부 표면이 바라보고 있는 아래쪽 실내공간은 공조 공간, 상부 표면이 바라보고 있는 플레넘은 비공조 공간으로 자연스럽게 설정되었다. 그에 따라 공조 공간을 냉방하는 하부 표면에서의 복사 열교환, 대류 열교환에 관한 연구와 지식이 많이 축적되어 왔으며, 설계시에도 역시 하부 표면에서의 흡열량과

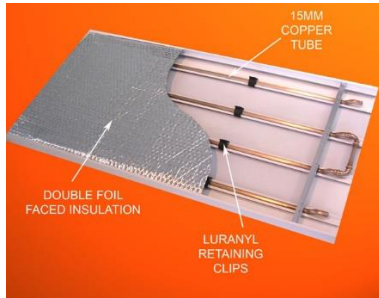
면적, 냉수 온도 조건을 결정하는 것이 주된 관심사였다. 비공조 공간으로부터의 흡열인 상부 표면에서의 흡열은 손실로 간주되어 이를 최소화하는 것이 설계의 목적이 되었으며, 이를 위해 상부 표면이 단열된 제품 (Fig.2.4 참조)이 주로 선정되었다.

그러나 최근 들어 오픈랩 스타일의 공간, 수직적 개방감을 중시하는 건축 트렌드와 노출된 설비들의 외관을 깔끔히 정돈하는 마감 기술의 발전으로, 패널을 천장면의 일부만 설치하여 뚫린 부분을 두는 개방형 설치 형태가 늘어나고 있다. 아직은 유럽과 북미를 중심으로 개방형의 설치 사례가 많지만 (Fig. 2.5 참조) 그 외 지역에서도 점차 그 적용이 늘어날 것으로 기대된다.

패널이 개방형으로 설치되면 패널 설치면에 공기 이동이 가능한 뚫린 부분이 생기게 되며, 그 결과 지금까지는 비공조 공간을 냉방하는 것으로 여겨져 무시되어 왔던 상부 흡열량도 뚫린 부분을 통한 공기의 이동으로 공조 공간의 냉방에 도움이 될 수 있다. 결국 비공조 공간으로 가정했던 플레넘 공간은 공조 공간의 범주로 편입시켜야 하며 상하부 흡열량이 모두 고려된 패널의 냉방 능력을 기본으로 하여 패널의 설계가 이루어져야 한다.

패널의 상부 단열재 유무에 따라 분류한 타입 중 (NI) 타입의 천장 복사 냉방 패널은 상부 표면이 단열되지 않은 채 냉수 배관과 열전도판이 노출되어 있으므로 상부표면에서의 대류 열교환을 통해 근접한 공기로부터 열을 제거하며, 복사 열교환을 통해 플레넘 측 실내 표면 온도를 낮

추고, 온도가 낮아진 표면은 다시 공기와의 대류 열교환으로 공기의 열 에너지를 제거하게 된다. 이러한 메카니즘으로 최종적으로 상부표면과 접하고 있는 플레넘의 공기 온도가 낮아질 것으로 예상된다.



(a) CRCPs with insulation on the back of panels¹⁹

(b) Room with the closed type CRCPs which have the backside insulation²⁰

Fig. 2.4 Panel products with insulation on the back of panels

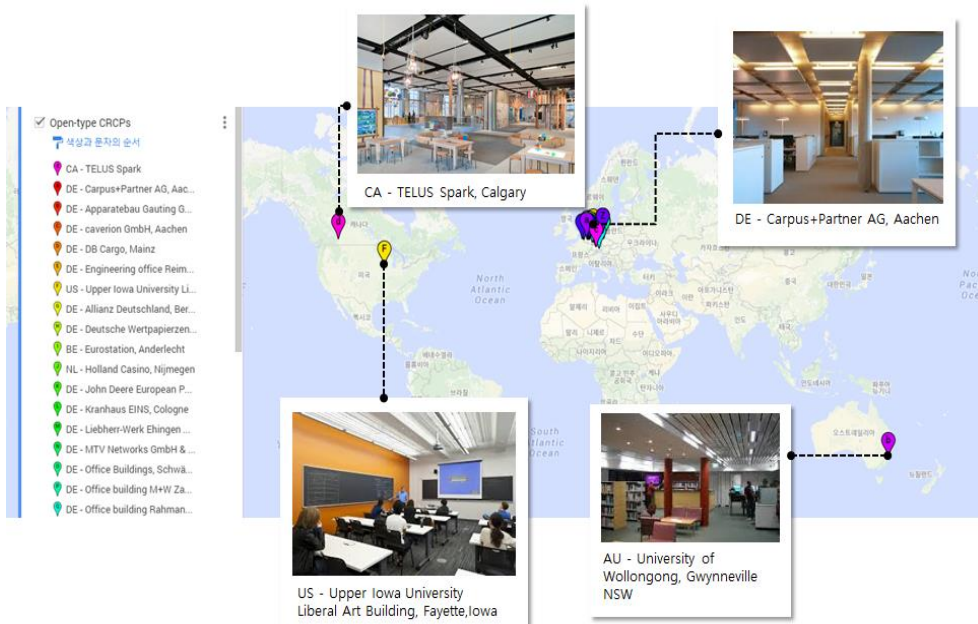


Fig. 2.5 Cases with open-type CRCPs

19 <http://www.feukltd.com/Radiant%20Panel%20Page.htm>

20 http://cms.esi.info/Media/productImages/Zehnder_Zehnder_Carboline_radiant_panel_1.jpg

(I) 타입의 경우, (NI) 타입보다는 단열재로 인하여 상부 표면 온도가 높겠으나 실내 표면이나 공기 온도보다는 상대적으로 낮은 온도일 것이므로 역시 플레넘의 공기온도는 거주역의 공기온도보다는 다소 낮을 것으로 예상된다.

이러한 예상은 박상훈의 연구²¹에서 EN 14240의 방법에 따라 수행된 실험 결과를 통해 실제로 확인할 수 있다. 실험은 세 가지의 패널을 폐쇄형으로 설치하여 수행되었는데, 세 가지의 패널 중 알루미늄 핀형과 접착형은 (NI) 타입, 삽입보드형은 (I) 타입이다.

Table 2.3의 실험결과를 살펴보면 (NI) 타입의 경우, 1.1m 높이에서 측정한 거주역의 공기온도인 ‘Temperature-Air-1.1 m’와 패널과 천장 사이 플레넘에서 측정한 공기온도인 ‘Temperature-Air-void’의 값을 비교하면, ‘void’의 공기 온도가 1.1m 높이에서 측정한 공기온도보다 1.22~2.27 °C 정도 낮았다. 상부 단열재로 인하여 상부 표면온도가 (NI) 타입보다 높을 것으로 예상되는 삽입보드형 패널 케이스의 경우에도 거주역 공기온도보다 void의 공기온도가 1.11~2.24 °C 낮았다.

신미수의 연구²²에서 수행된 CFD 시뮬레이션 결과인 Fig. 2.6을 살펴봐도, 폐쇄형으로 설치할 경우 플레넘의 공기온도가 거주역의 실내 공기 평균 온도보다 최대 약 3 °C 낮았다.

21 박상훈 et al., "천장 복사 패널의 유형에 따른 방냉량 평가에 관한 연구."

22 신미수, 여명석, and 김광우, "천장 복사 냉방 패널의 단열 및 설치 형태가 거주역의 공기 온도에 미치는 영향," in 대한건축학회 추계학술발표대회 논문집 (대한건축학회, 2015).

Table 2.3 Results of experiments to rate cooling capacity of CRCPs²³

		Cooling experiments								
		Aluminum pin type			Adhesion type			Insert board type		
Experiment No.		ATAP1	ATAP2	ATAP3	ATAD1	ATAD2	ATAD3	ISIB1	ISIB2	ISIB3
Results of measurements										
Water flow rate		(kg/s)	0.111	0.110	0.110	0.095	0.095	0.095	0.073	0.073
Temperature	Water inlet	(°C)	14.71	16.96	19.22	14.99	16.99	18.93	14.56	17.00
	Water outlet	(°C)	17.22	18.96	20.64	17.42	18.93	20.42	17.20	19.02
	Globe	(°C)	26.06	26.13	25.89	26.02	25.81	25.90	26.19	26.06
	Air – 1.1 m	(°C)	26.67	26.64	26.18	26.52	26.27	26.28	26.51	26.24
	Surface wall 1	(°C)	26.00	26.03	26.01	25.93	25.92	25.92	25.94	25.93
	Surface wall 2	(°C)	26.01	26.02	25.99	25.93	25.92	25.93	25.93	25.92
	Surface wall 3	(°C)	25.94	25.98	25.92	25.89	25.91	25.91	25.90	25.89
	Surface wall 4	(°C)	26.03	26.03	26.02	25.93	25.93	25.94	25.98	25.96
	Surface inside floor	(°C)	26.03	26.01	26.01	25.88	25.91	25.90	25.92	25.91
	Surface inside Ceiling	(°C)	25.86	25.82	25.90	25.77	25.80	25.91	25.74	25.85
Air – void		(°C)	24.40	24.78	24.96	24.29	24.61	24.93	24.27	24.78
Heating capacity of dummy		(W)	1175	940	646	940	764	587	764	411

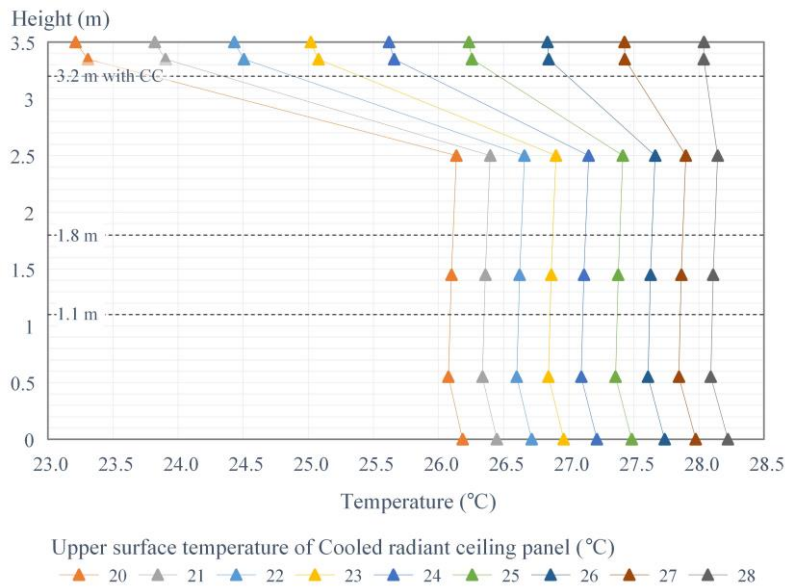


Fig. 2.6 Vertical air temperature profile depending on upper surface temperature of CRCPs
(Lower surface temperature of CRCPs= 20 °C, closed type)²⁴

23 박상훈 et al., "천장 복사 패널의 유형에 따른 방냉량 평가에 관한 연구."

24 신미수, 여명석, and 김광우, "천장 복사 냉방 패널의 단열 및 설치 형태가 거주역의

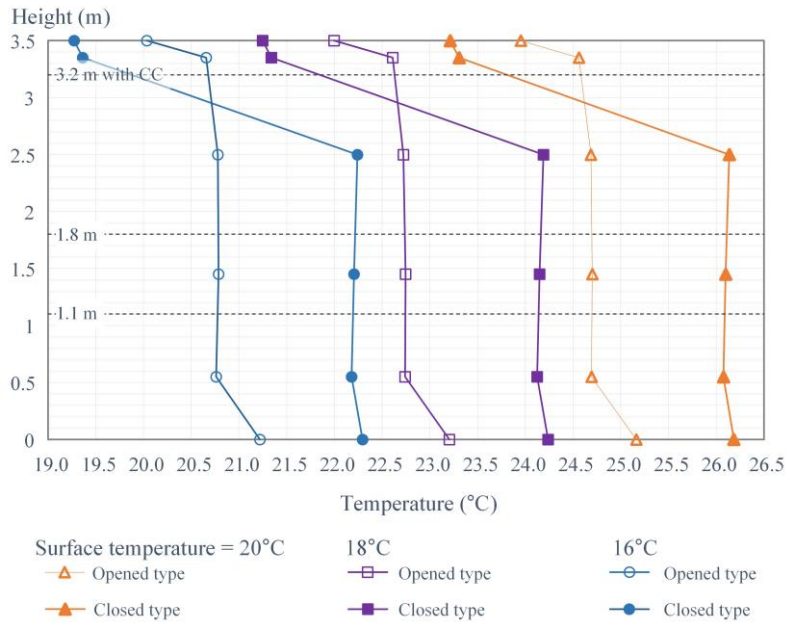


Fig. 2.7 Vertical air temperature profile depending on surface temperature of CRCPs and installation types

(Lower surface temperature assumed as same with upper surface temperature)²⁵

공기는 온도가 낮아질수록 밀도가 커지는 유체역학적 특성을 갖고 있어, 상부 표면에 의해 냉각된 공기 역시 아래로 하강하고자 하는 힘을 갖게 된다. 패널이 폐쇄형으로 설치되면 이 공기는 거주역으로 내려오지 못한 채 플레넘에 정체되지만, 개방형으로 설치되어, 공기가 하강할 수 있는 뚫린 부분이 있다면 거주역으로 내려와 혼합되어 거주역 공기의 온도를 낮출 수 있을 것이다.

앞서 언급한 신미수의 연구²⁶에서는 개방형으로 설치했을 경우의 수직

공기 온도에 미치는 영향."

²⁵ Ibid.

²⁶ Ibid.

적 공기 온도 분포에 대하여서도 분석하였는데, Fig. 2.7를 보면 개방형으로 패널을 설치한 공간의 실내 공기 온도가 폐쇄형으로 설치한 공간의 온도보다 약 1.5 °C 낮으며, 플레넘의 공기 온도가 거주역의 공기 온도와 비슷해짐을 알 수 있다. 이는 상부 패널 표면에 의해 차가워진 공기가 아래 공간으로 하강하고 거주역의 따뜻한 공기는 플레넘까지 상승하여 혼합됨으로써 실내 공기 온도가 전체 높이에 걸쳐 비슷해졌음을 의미하는 것이다. 또한, 복사 냉방 패널 표면 온도가 16 °C 인 폐쇄형 천장의 경우와 18 °C인 개방형 천장의 경우의 패널 아래쪽 실내 공간의 공기 온도가 0.5 °C차로 유사한 것을 알 수 있다.

이상의 결과들은 개방형으로 설치할 경우 상부 표면에서의 흡열이 결국 거주역의 냉방에 도움이 됨을 보여주는 것이다. 이를 거주역의 관점에서 다시 표현하면 거주역을 냉방하는 패널의 냉방 용량이 증가한다고 할 수 있다.

본 연구에서는 개방형 설치로 인해 예상되는 패널의 냉방 용량 증가를 설계 단계에서 예측하고 반영할 수 있는 설계 데이터 및 설계 프로세스를 만들고자 한다. Table 2.1에서 분류한 패널 유형 중 상부 표면 온도가 낮게 형성, 플레넘의 공기를 많이 냉각시켜 개방형 설치 시 냉방 효과가 상대적으로 크게 향상될 것으로 예상되는, 패널판에 배관을 부착시킨(AT) 타입이면서 상부 단열재가 없는(NI) 타입을 연구 대상 패널로 설정하였다.

2.2.2. 개방부를 통한 공기 이동의 해석

개방형 설치에서 예상되는 패널 냉방 용량의 증가는 패널 설치면의 뚫린 부분(이하 개방부, opening)을 통하여 패널의 상부 표면에 의해 냉각된 공기는 아래로, 거주역의 냉방 부하로 인해 따뜻해진 공기는 위로 이동하는 현상으로 인해 패널 표면에서의 열교환이 촉진된 결과이다. 다시 말해, 개방부를 통한 실내 공기의 이동이 패널 냉방 용량 증가의 핵심적인 요인이라고 할 수 있다.

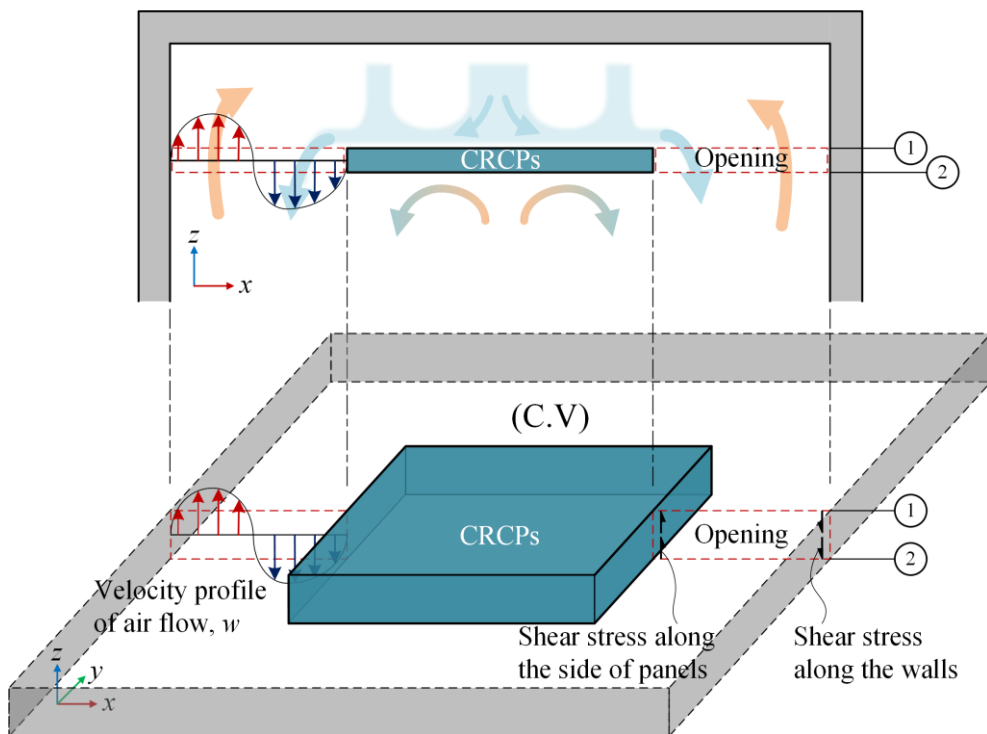


Fig. 2.8 Airflow through the opening

개방부를 통한 실내 공기의 유동은 Fig. 2.8과 같이 패널의 옆면과 실의 벽면을 관 벽, 패널의 두께를 관 길이로 하는 관내에서의 유동(internal flow)으로 생각할 수 있다. 관내의 유동을 해석하기 위해서는 아래와 같은 방정식이 필요하다.

2.2.2.1. 질량 보존 방정식 (Mass conservation equation)

체적이 변하지 않는 제어 체적에서, 유동이 시간에 따라 변하지 않는 정적 상태 (steady state)이며, 비압축성유동(incompressible flow) 일 경우, 질량 보존 법칙은 다음의 방정식으로 표현된다.²⁷

$$\int_{CS} (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (2.1)$$

개방형 천장의 개방부는 패널의 둘레와 실내의 벽으로 둘러싸여 있기 때문에, 기류는 z-축과 수직인 Fig. 2.8의 ①면과 ②면을 통해서만 유출입이 일어난다. 따라서 식(2.1)은

$$\int_{A_1} (\vec{V}_1 \cdot \vec{n}_1) dA_1 + \int_{A_2} (\vec{V}_2 \cdot \vec{n}_2) dA_2 = 0 \quad (2.2)$$

이 때,

$$\begin{aligned} \vec{V}_1 &= (u_1, v_1, w_1) & \vec{V}_2 &= (u_2, v_2, w_2) \\ \vec{n}_1 &= (0, 0, 1) & \vec{n}_2 &= (0, 0, 2) \end{aligned}$$

27 Frank M White, Fluid Mechanics, 5th ed. (McGraw-Hill, 2003), pp.148-49.

$$A_1 = A_2 = A_o$$

이므로 식(2.2)은

$$\int_{A_o} (w_1 - w_2) dA = w_1 - w_2 = 0 \quad (2.3)$$

으로 정리될 수 있다.

2.2.2.2. 에너지 보존 방정식 (Energy conservation equation)

체적이 변하지 않는 제어 체적에서 incompressible and steady flow이며, 시스템에 별도의 펌프나 터빈이 없는 경우, 에너지 보존 법칙은 다음의 식(2.4)로 표현된다.²⁸

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{in} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{out} + \frac{\hat{u}_{out} - \hat{u}_{in}}{g} - \frac{Q}{g\rho V} + h_f \quad (2.4)$$

개방형 천장의 개방부에서는 ①면에서도 기류의 유출입이 모두 발생하며, ②면에서도 마찬가지로 식(2.4)은 ①면과 ②면의 높이에 따라 식(2.5)와 같이 풀어 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{1,in} + \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{2,in} \\ &= \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{1,out} + \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{2,out} \\ & \quad + \frac{\hat{u}_{1,out} + \hat{u}_{2,out} - \hat{u}_{1,in} - \hat{u}_{2,in}}{g} - \frac{q}{g} + h_f \end{aligned} \quad (2.5)$$

28 Ibid., pp.172-73, 352.

2.2.2.3. 운동량 보존 방정식 (Momentum conservation equation)

체적이 변하지 않는 제어 체적에서, incompressible and steady flow인 경우,의 운동량 보존 법칙은 다음의 식(2.6)로 정리할 수 있다.²⁹

$$\vec{F}_{press} + \vec{F}_{gravity} + \vec{F}_{shear} = \rho \int_{CS} \vec{V}(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (2.6)$$

개방형 천장의 개방부를 제어체적으로 하는 경우, z-방향의 운동량은 식(2.6)으로부터 식(2.7)로 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} (p_1 - p_2)A_o + \rho g A_o (z_1 - z_2) - (\tau_{w,up} P_{up} - \tau_{w,dn} P_{dn})(z_1 - z_2) \\ = \rho w^2 A_o \end{aligned} \quad (2.7)$$

이상으로부터 개방부에서의 공기 유동에 관한 방정식을 다시 한번 열거하면 다음과 같다.

From mass conservation :

$$w_1 - w_2 = 0 \quad (2.3)$$

From energy conservation :

$$\begin{aligned} \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{1,in} + \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{2,in} \\ = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{1,out} + \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{2,out} \\ + \frac{\hat{u}_{1,out} + \hat{u}_{2,out} - \hat{u}_{1,in} - \hat{u}_{2,in}}{g} - \frac{q}{g} + h_f \end{aligned} \quad (2.7)$$

²⁹ Ibid., pp.153-54,351.

From momentum conservation :

$$\begin{aligned} (p_1 - p_2)A_0 + \rho g A_0 (z_1 - z_2) - (\tau_{w,up} P_{up} - \tau_{w,dn} P_{dn})(z_1 - z_2) \\ = \rho (w_1^2 - w_2^2) A_0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

방정식의 변수들 중 기류의 상태를 나타내는 것은 w_1 , w_2 , $\hat{u}_{1,out}$, $\hat{u}_{2,out}$, $\hat{u}_{1,in}$, $\hat{u}_{2,in}$, p_1 , p_2 로 미지수의 개수가 방정식의 개수보다 많으므로 위의 식만으로는 기류의 상태 값들을 구할 수 없다.

이러한 경우는 기류에 영향을 미칠 것으로 예상되는 인자들의 값을 변화시켜가면서 실험이나 시뮬레이션을 수행하여 관심 있는 값을 측정 또는 계산함으로써, 인자들의 값에 따른 관심 있는 결과의 변화를 empirical하게 구하여야 한다.

본 연구에서는 패널을 개방형으로 설치함에 따라 패널 설치면을 기준으로 위쪽 공간과 아래쪽 공간 사이의 기류 이동이 촉진되고 그에 따른 패널의 냉방 용량이 어떻게 달라지는지에 대하여 관심이 있다. 이 문제에 적용할 수 있는 실험 방법이나 시뮬레이션 방법을 마련하기 위하여 우선 기존에 패널의 냉방 용량에 대한 평가가 어떻게 이루어졌는지에 대하여 고찰할 필요가 있다.

2.3. 기존 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 평가

패널의 냉방 용량은 패널의 치수 및 물성치, 실내 조건을 계산식에 대입하여 구하거나 패널을 실험실에 설치하여 주어진 조건 하에서 실험을 실시하여 구할 수 있다. 본 절에서는 이 두 가지 방법에 대한 문헌들을 고찰하였다.

2.3.1. 계산식에 의한 냉방 용량 평가

2.1.1절에서 살펴보았듯이 패널은 패널 표면과 실내 표면 및 공기 사이의 열교환에 의해 실내를 냉방하며, 패널 표면의 온도는 패널의 형상과 냉수 조건에 의하여 결정된다. 그에 따라 패널의 냉방 용량에 관한 식은 패널 표면과 실내 공기 및 표면 사이의 열교환에 관한 식과 냉수와 패널 표면 사이의 열교환에 관한 식으로 나눌 수 있다. 기존 연구³⁰와 기준^{31,32} 등을 통하여 이러한 열교환량을 계산할 수 있는 식이 제시되어 있다.

그러나 이러한 식들은 거주역을 바라보고 있는 패널의 하부 표면에 관한 것이 대부분이다. 천장 냉방 패널의 상부 표면에서의 열교환은 비공조 공간으로의 손실로 생각하여 이를 최소화하는 것에 초점이 맞추어져 있기 때문이다. 이에 따라, 정확한 상부 표면에서의 흡열을 계산하는 데

30 Bjarne W. Olesen et al., "Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling-theory or a question of definition / Discussion," ASHRAE Transactions 106 (2000).

31 ASHRAE, ASHRAE Handbook-HVAC systems and equipment.

32 ASHRAE Handbook-Fundamental (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2009), p.4.15.

신 하부 표면에서의 흡열량의 몇 % 등으로 가정하여 패널의 냉방 용량을 계산하여 왔다.

패널을 구성하는 재료의 열적 물성치나, 부재 간의 접촉 열저항을 정확히 알 수 있다면 이러한 계산식으로도 패널의 냉방 용량을 정확히 예측할 수 있다. 그러나 실제로는 이러한 값들을 정확히 알 수 없고 특정 패널 타입 이외의 다른 종류의 패널에는 대부분의 경우 가정한 값을 사용하여 계산식에 대입하여야 하는 상황으로 정확한 냉방 용량을 구하기에는 한계가 있는 실정이다.

2.3.2. 실험에 의한 냉방 용량 평가

실험에 기반한 방법은 평가가 가능한 실험실을 마련하고 실험 비용이 드는 등의 어려움이 있으나, 패널의 유형이 명확하지 않고, 패널 재료의 치수나 열전도율, 접촉 저항값 등을 모르더라도 측정된 냉수 평균 온도 값과 실내 흑구 온도 값을 바탕으로 주어진 실험 조건 하에서 냉방 용량을 정확하게 평가 할 수 있는 장점이 있다. 현재 생산되고 있는 대부분의 패널 제품들의 냉방 용량이 실험을 기반한 방법으로 측정된 냉방 용량 데이터를 패널의 사양으로 제시하고 있다.

실험 방법을 제시하고 있는 기준으로 EN14240³³, DIN4715³⁴, NT VVS

33 CEN, "EN 14240:2004 Ventilation for buildings-Chilled ceiling-Testing and rating".

34 DIN, "DIN 4715-1: Cooling surfaces for rooms - part 1: measuring of the performance with free flow."

078³⁵, ISO DIS 18566-2³⁶가 있으며, 많은 부분에서 공통적인 내용을 담고 있다. 본 절에서는 현재 가장 많이 사용되고 있는 EN 14240의 냉방 용량 평가 방법에 대하여 고찰하고, 이와 다른 내용으로 서술된 기준들을 부연하여 비교 고찰하고자 한다.

2.3.2.1. 실험실

실의 크기는 가로 4 m, 세로 4 m, 높이 3 m를 가장 추천하고 있으나, 바닥면적 10.0 ~ 21.0 m², 가로-세로 비 0.5 이상, 안목 높이 2.7~3.0 m인 범위에 대해서는 적절한 크기로 본다.

실의 외피는 외피를 통한 열전달이 0.40 W/m²이하로, 외피를 통한 열 출입을 최소화하기 위한 조건이다. 즉, 실의 냉방 부하는 천장 냉방 패널로 제거되어야 한다는 것을 의미한다고 할 수 있다. 또한 내부 표면의 방사율은 0.9 이상이 되도록 할 것을 규정하고 있다.

실험실의 여섯 면(천장면, 바닥면, 네 벽면)의 온도를 조절할 수 있도록 면 내부에 수배관을 설치 하는 water controller boundary 방법이나 실험실을 외부 챔버 내에 설치하는 room within room 방법을 제시하고 있다.

실험실 내부의 공기가 강제적인 기류에 의해 영향을 받지 않도록 실험실 외피는 충분히 기밀하게 하고 강제 환기 설비를 설치하지 않는다.

그 외 기준에서 제시하고 있는 실험실 관련 내용은 Table 2.4와 같다.

35 NORDTEST, "NT VVS 078 Ceiling cooling systems: Cooling capacity."

36 ISO, "ISO DIS 18566-2: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems."

Table 2.4 Description of a test room

	EN14240	NT VVS078	ISO DIS 18566-2
Size	<ul style="list-style-type: none"> • 4 m(W)×4 m(D)×3 m (H) • Floor area 10.0 ~ 21.0 m² • Width to length ratio of the test room shall be not less than 0.5 • Inside height 2.7~3.0 m 	<ul style="list-style-type: none"> • W 4 m×D 4 m×H 3 m • Ceiling area minimum 2.4×3.6 m • Room height between 2.7 and 3.0 m 	<ul style="list-style-type: none"> • Not specified. However, a figure describing a test room adopts dimension recommended in EN14240
Material and thermal properties	<ul style="list-style-type: none"> • Average heat flow through surfaces is less than 0.40 W/m² • Inner surfaces emissivity of the room shall be at least 0.9 	<ul style="list-style-type: none"> • The walls and floor should be composed of 10–15 mm solid timber with no surface finish on the interior side • U-value of ceiling is less than 0.35 W/(m²·K) 	<ul style="list-style-type: none"> • Average heat flow through surfaces is less than 0.40 W/m² • Inner surfaces emissivity of the room shall be at least 0.9
Control of surface temperature	<ul style="list-style-type: none"> • Water controller boundary method • Room within room method 	<ul style="list-style-type: none"> • Room within room method 	<ul style="list-style-type: none"> • Not specified
Air tightness	<ul style="list-style-type: none"> • Sufficiently tight to minimise flow from the ambient air outside 	<ul style="list-style-type: none"> • Not specified 	<ul style="list-style-type: none"> • Sufficiently tight to prevent air infiltration.
Forced air flow	<ul style="list-style-type: none"> • The air within the test room shall not be influenced by any forced air flow. 	<ul style="list-style-type: none"> • Without forced air flow 	<ul style="list-style-type: none"> • Not specified

2.3.2.2. 냉방 부하 모사를 위한 발열체

실험실의 냉방 부하는 전기로 발열하는 발열체를 바닥에 설치하여 모사한다. 발열체의 발열량은 연속적으로 조절 가능하여야 하며, 발열체 하나가 0.9 ~ 1.35 m²의 바닥면적을 담당할 수 있도록 배치되어야 한다.

그 외 기준에서 제시하고 있는 발열체 관련 내용은 Table 2.5와 같다.

2.3.2.3. 평가 대상 패널의 설치

평가 대상 패널의 설치 방법에 대한 내용은 기준에 따라 많은 차이를 보이므로 각 기준 별로 그 내용을 고찰하였다.

① EN 14240

패널은 생산자가 제시하는 시공 방법에 따라 설치해야 한다. 만일 패널 면적이 실험실 천장 면적보다 작은 경우, 패널과 실 둘레 사이의 면은 남겨두지 않고 infill panel로 채워, 기밀하며 충분히 단열이 되도록 해야 한다. 이는 패널이 설치된 면을 모두 막아 가리는 폐쇄형으로 설치되는 상황과 유사하다고 할 수 있다.

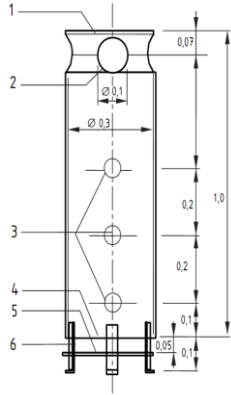
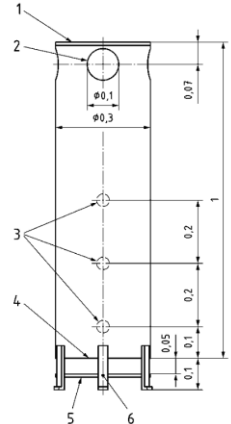
패널의 정사영 면적이 실험실 바닥면적의 70% 이상이 되도록 설치하여야 하며, 패널면로부터 천장면까지의 높이는 300mm를 넘지 않도록 해야 한다. 패널의 설치 위치에 대한 별다른 안내가 없는 경우는 패널의 중앙이 실 중앙에 오도록 설치하여야 한다.

② Nordtest VVS 078

패널은 생산자가 제시하는 시공 방법에 따라 설치해야 한다. 패널의 면적은 최소 5 m² 이상으로, 천장 면적의 50~70% 정도가 되어야 한다. 천장면에서부터 250 mm 아래로 내려온 높이에, 인접벽으로부터 200 mm 이격하여 설치하여야 하며, 실험실 중앙을 중심으로 대칭이 되어야 한다.

벽으로부터 이격한 부분을 그대로 두는지, infill-panel로 채우는지에 대하여서는 별도로 언급되어 있지 않다.

Table 2.5 Description of a cooling load simulator (dummy)

	EN14240	NT VVS 078	ISO DIS 18566-2
Size	 <p>(Dimension in m)</p>	<p>• Not specified</p>	 <p>(Dimension in m)</p>
Material	<ul style="list-style-type: none"> Painted steel sheet The emissivity of the inside and outside surface shall be at least 0.9. 		<ul style="list-style-type: none"> Painted steel sheet The emissivity of the inside and outside surface shall be at least 0.9.
Heat output	<ul style="list-style-type: none"> The output of each simulator must not exceed 180 W Continuously adjustable 		<ul style="list-style-type: none"> The output of each simulator must not exceed 180 W Continuously adjustable Each simulator shall have an identical heat output and the same number of bulbs.
Number	<ul style="list-style-type: none"> The number of dummies shall be even and chosen so that each dummy covers an average floor area of 0.9 m² to 1.35 m² (i.e. the maximum heat load is 200 W/m²). 		<ul style="list-style-type: none"> The test room will be heated with 6 electrical heated cooling load simulators

③ ISO DIS 18566-2

접속부나 마감재를 제외한 배관과 결합되어 있는 패널 부분의 길이인 active length³⁷가 2.9 ~ 3.1 m의 범위가 되고 폭이 0.3 ~ 1.5m의 범위가 되도록

37 "ISO DIS 18566-1: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems," p.1.

록 하며, 접속부를 포함한 최대 길이가 3.5 m 이하가 되도록 설치한다.

패널은 수평으로 설치하며, 실험실 가운데 축을 중심으로 대칭으로 설치한다. 복사면은 바닥으로부터 높이 2.5 ± 0.02 m 이상이 되도록 설치한다.

설치된 패널의 상부 표면에는 두께 40 mm, 열전도율 0.04 (W/m·K)의 알루미늄 호일로 덮힌 글라스울 단열재를 함께 설치하여야 한다. 이는 상부에서의 흡열을 최소화하려는 조치이다.

2.3.2.4. 측정

측정도 기준 간 많은 차이를 보임에 따라 기준 별로 고찰하였다.

① EN14240과 NT VVS 078

$\Delta\theta$ (평균 냉수 온도 θ_w 와 실 중앙의 1.1 m 높이에서 측정한 흑구 온도 θ_g 의 차)가 대략 6, 8, 10 °C 이 될 수 있도록 입수 온도와 냉수 유량, 발열체의 발열량을 설정한다. 각 $\Delta\theta$ 온도에 대하여 정상 상태에서 Table 2.6의 ‘Result of measurement’의 항목들을 측정한다. 정상 상태에 대한 만족 조건은 EN과 Nordtest간에 다소 차이가 있다 (Table 2.7 참조).

② ISO DIS 18566-2

같은 패널에 대하여 접속부의 단열 유무에 따라 두 차례 측정을 실시한다. 첫 번째는 접속부에 단열을 실시하여 측정함으로써 active length에서의 냉방용량을 구하고, 두 번째는 접속부의 단열을 제거하여 측정을 실시함으로써 접속부 및 active length에 걸친 전체에 대한 냉방용량을 구한다.

Table 2.6 Test report of EN14240

Example of Test Report Form and measurement								
Description of product								
Test object type –open/closed			Insulation					
Manufacturer			Water – connection of specimen					
Description of test object								
Description of measurement series			Manufacturer's comments					
Customer								
Reference area			Additional measurements of test room					
Test room area [m²]	A _t	14,44	Ceiling height [m]	h	2,30			
Projection area [m²]	A _i	12,16	Edge insulation [m]	s ₁	0,10			
Active area [m²]	A _a	11,00	Edge insulation [m]	s ₂	0,20			
Results of measurements								
Number of measuring point			1	2	3	4	5	6
Date of measurement			15-06	15-06	16-06			
Cooling water flow rate [kg·h ⁻¹]		q _w	538,7	545,3	543,4			
Temperatures [°C]	Water inlet	θ _{w1}	15,39	17,33	19,33			
	Water outlet	θ _{w2}	16,90	18,51	20,18			
	Globe	θ _g	26,42	26,07	25,73			
	Air – 1,7 m	θ _{a1,7}	26,8	26,4	26,0			
	Air – 1,1 m	θ _{a1,1}	26,9	26,4	26,0			
	Air – 0,1 m	θ _{a0,1}	26,6	26,3	25,9			
	Surface wall 1	θ _{sw1}	25,8	25,8	25,8			
	Surface wall 2	θ _{sw2}	26,0	26,0	26,0			
	Surface wall 3	θ _{sw3}	25,7	25,7	25,7			
	Surface wall 4	θ _{sw4}	26,0	25,9	25,9			
	Surface inside floor	θ _{floor}	25,9	25,9	25,9			
	Surface inside ceiling	θ _{ceiling}	25,9	25,9	25,9			
	Air-void	θ _{a-void}	19,6	20,6	21,6			
Heating capacity – dummies [W]		P _s	927,9	717,9	518,1			
Calculations from measurements								
Number of measuring point			1	2	3	4	5	6
Reference temperature [°C]		θ _{ref}	26,42	26,07	25,73			
Δθ [K]	Water temperature rise	Δθ _w	1,52	1,18	0,85			
	Reference mean water	Δθ	10,28	8,14	5,98			
Cooling capacity	Specific – Test room area [W·m ⁻²]	P _i	-65,8	-51,9	-37,3			
	Specific – projection area [W·m ⁻²]	P _i	-78,2	-61,6	-44,3			
	Specific – active area [W·m ⁻²]	P _a	-86,4	-68,1	-48,9			
	Total [W]	P	-950,9	-748,8	-538,3			
Heat transfer/test room periphery [W]		P _B	24,2	24,8	26,0			
Heat balance [W]		ΔQ	1,2	-6,1	5,8			
Heat balance maximum value [W]		0,05 P	47,5	37,4	26,9			

Table 2.7 Standard deviation of the recorded measurements for steady state condition in EN 14240 and NT VVS 078³⁸

	EN14240	NT VVS 078
Globe temperature	Less than 0.05 °C	Less than 0.4 °C
Interior room surface temperature	Less than 0.5 °C	-
Mean water temperature	Less than 0.05 °C	-
Cooling water inlet temperature	-	Less than 0.2 °C
Cooling water outlet temperature	-	Less than 0.2 °C
Cooling water flow rate	Less than 1 %	Less than 2 %

흑구 온도 θ_g 가 32 °C, $\Delta\theta$ 가 15±0.5 K인 조건에 대하여 ISO DIS 18566-2의 Annex A³⁹에 제시된 test report의 값들을 정상상태에서 측정한다. 정상상태에 대한 만족 조건은 아래와 같다.

공기 온도 편차 ±0.05 K

냉수 유량 편차 1 %

ISO의 경우는 다른 기준들과는 달리 실험실 내의 공기의 압력을 측정하며, IR (infrared) 시스템으로 패널의 평균 표면 온도와 방사율을 측정하도록 하고 있다.

2.3.2.5. 냉방 용량의 도출

① EN14240과 NT VVS 078

$\Delta\theta$ 의 세가지 수준에서 \dot{m}_w , $\theta_{w,r}$, $\theta_{w,s}$ 를 측정한 데이터를 식(2.27) ~

38 박상훈 et al., "천장 복사 패널시스템의 방냉량 평가 실험," [An Experiment for Estimating the Cooling Capacity of the Radiant Ceiling Panel System.] 대한건축학회 논문집 - 계획계 30, no. 2 (2014).에 정리된 내용을 표로 표현함

39 ISO, "ISO DIS 18566-2: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems," pp.15-16.

(2.28)에 대입하여 패널의 단위 면적당 냉방 용량 q 를 계산하다.

$$q = \frac{Q_P}{A_P} \quad (2.8)$$

$$Q_P = c_w \cdot \dot{m}_w (\theta_{w,r} - \theta_{w,s}) \quad (2.9)$$

x 축을 $\Delta\theta$, y 축을 단위면적당 냉방 용량 q 로 하는 그래프를 그린 후, curve fitting 하여 $q = k\Delta\theta^n$ 인 냉방 용량 곡선을 도출한다. $\Delta\theta$ 가 8 °C일 때의 단위면적당 냉방 용량을 계산하여 공칭 냉방 용량 (nominal cooling capacity)으로 제시하기도 한다.

② ISO DIS 18566-2

흑구 온도 θ_g 가 32 °C, $\Delta\theta$ 가 15±0.5 K인 상태에서 측정된 데이터를 식 (2.29)에 대입하여 패널의 냉방 용량을 구한다.

$$\Phi_{me} = \dot{m}_w (h_{w,r} - h_{w,s}) \quad (2.10)$$

측정된 공기 압력 (p)과 기준 공기 압력 ($p_s = 101,325$ kPa)에 대하여 다음 식(2.30)과 같이 냉방 용량을 보정한다.

$$\Phi_{Cme} = \Phi_{me} \left[0.5 + 0.5 \left(\frac{p_s}{p} \right)^{0.4} \right] \quad (2.11)$$

$\Delta\theta$ 가 15 K 일 때의 냉방 용량인 기준 냉방 용량 (standard cooling capacity) Φ_{CS} 와 8 K 일 때의 냉방 용량인 공칭 냉방 용량 (nominal cooling capacity) Φ_{CN} 는 식(2.31) ~ (2.32)으로 구할 수 있다.

$$\Phi_{CS} = \Phi_{Cme} \left(\frac{15}{\Delta\theta_{me}} \right)^{1.1} \quad (2.12)$$

$$\Phi_{CN} = \Phi_{CS} \left(\frac{8}{15} \right)^{1.1} \quad (2.13)$$

이와 같이 ISO에서는 표준 냉방 용량과 공칭 냉방 용량으로 패널의 냉방 용량을 제시하고 있다.

이상에서 기존 연구 또는 설계 기준에 의한 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 평가 방법에 대해 고찰하였다. 본 연구에서는 패널을 개방형으로 설치할 경우 상부에서의 흡열이 거주역의 냉방에 이용될 수 있는 가능성을 전제하고, 이러한 상황으로 인해 달라지는 인자들이 패널의 냉방 용량에 미치는 영향에 대하여 분석하고자 한다.

기존의 계산식을 이용한 방법에 의해서는 개방형, 폐쇄형의 설치 형태나 개방형 설치 시의 패널의 배치 등에 따른 변화를 반영할 수 없으며, 상부 표면 온도 또한 예측하는 것이 불가능하다. 반면 실험 방법의 경우는 패널의 설치 형태와 패널의 배치를 달리하여 실험실 내에 패널을 설치, 측정하면 설치 형태와 패널의 배치가 영향을 미친 결과인 패널 냉방 용량을 구할 수 있다.

한편, 본 연구에서는 다수의 패널 설치 형태 및 배치 케이스에 따른 분석이 필요하므로, 시간 및 비용의 절약의 측면에서 시뮬레이션을 활용하는 것이 효율적이다. 실험 방법의 경우 실험에 드는 시간이 많고, 배치

를 변경할 때 마다 비용이 많이 들기 때문에 배치에 따른 다수의 케이스를 모두 수행하기에는 무리가 있다. 따라서, 본 연구에서는 실험에서 제시하고 있는 조건(통제 변인) 및 패널의 배치(조작 변인)를 차용, 시뮬레이션으로 구현하여 다수의 케이스에 대한 분석이 가능하도록 하고자 한다.

2.4. 소 결

본 장에서는 천장 복사 냉방 패널에서의 냉방 메커니즘과 폐쇄형의 설치 형태를 전제로 하고 있는 설계 프로세스와 기존 연구들을 살펴보았다. 기존 연구의 실험과 시뮬레이션 결과를 통해 개방형의 설치로 패널의 냉방 용량이 폐쇄형으로 설치되었을 경우보다 증가할 가능성이 있음을 알 수 있었다. 따라서 개방형으로 설치함으로써 증가하는 패널의 냉방 용량에 관한 객관적인 데이터와 그를 설계 과정에서 활용할 수 있는 방안이 필요함을 주장하였다. 또한, 개방형 설치로 인해 달라지는 공기의 이동 특성을 고찰하고 이를 반영하여 개방형 패널의 냉방 용량에 관한 연구를 수행하기 위해 필요한 기존의 냉방 용량 평가 방법을 상세히 고찰하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 기존 냉방 용량 평가 관련 기준과 연구 및 설계 프로세스는 대부분 폐쇄형의 설치 형태를 전제로 하고 있다. 그러나 패널을 개방형으로 설치할 경우 개방부를 통해 패널 상부의 차가워진 공기는 거주역

으로 하강하고, 거주역의 따뜻해진 공기는 플레넘으로 상승하게 되어 패널 상부의 흡열이 거주역의 냉방에 도움이 되므로 거주역의 입장에서 볼 때, 패널의 냉방 용량이 증가할 가능성이 높다. 따라서 개방형으로 설치되는 경우는 위한 냉방 용량 평가와 설계 프로세스가 필요하다.

(2) 개방부를 통한 실내 공기의 유동은 패널 페리미터와 실의 페리미터를 관벽으로, 패널의 두께를 관 길이로 하는 관내 유동과 유사하다. 이러한 개방부의 공기 유동을 해석하기 위하여 질량 보존 방정식, 운동량 보존 방정식, 에너지 보존 방정식을 수립하고 고찰하였다. 그러나 이 방정식들만으로는 개방부의 기류 상태를 알아내기엔 불충분하기 때문에, 기류에 영향을 미칠 것으로 예상되는 인자의 값을 변화시켜가며 관심있는 결과의 변화를 empirical하게 구해야 함을 알 수 있었다.

(3) 개방형 패널의 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스 정립을 위한 연구를 수행하기 위하여 기존의 냉방 용량 평가 방법인 계산식에 의한 평가 방법과 실험에 의한 평가 방법을 고찰하였다. 계산식에 의한 방법은 설치 형태나, 패널의 배치 등에 따른 변화를 반영할 수 없고, 상부 표면 온도를 예측할 수 없으므로 본 연구의 방법으로는 부적합하지만, 실험 방법의 경우는 실험실 내에 직접 패널의 설치형태나 배치를 달리하여 패널을 설치하고 측정할 수 있으므로 개방형 패널의 냉방 용량을 구할 수 있다.

- (4) 다수의 패널 설치 형태 및 배치 케이스에 따른 분석이 필요한 본 연구의 경우, 시간 및 비용의 절약의 측면에서 시뮬레이션을 활용하는 것이 효율적이다. 실험 방법에서 제시하고 있는 조건(통제 변인) 및 패널의 배치(조작 변인)를 차용, 시뮬레이션으로 구현하여 다수의 케이스에 대한 분석이 가능하도록 하고자 한다.

제 3 장

개방형 패넌의 냉방 용량 평가 모델 구축

- 3.1 설치 형태에 따른 냉방 용량의 변화
 - 3.2 냉방 용량에 영향을 미치는 패넌의 배치
 - 3.3 시뮬레이션 모델 구축
 - 3.4 소 결
-

2장의 고찰 결과, 패넌을 개방형으로 설치하면 패넌 냉방 용량이 증가할 것으로 예상되며, 그에 따라 개방형 패넌을 위한 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스가 필요함을 알 수 있었다. 이러한 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스를 정립하기 위하여 본 장에서는 먼저 패넌의 냉방 용량을 표현할 형태를 결정하고, 폐쇄형 냉방 용량으로부터 개방형 설치로 인한 냉방 용량의 증가를 정량적으로 표현할 수 있는 인자를 도출하였다. 패넌의 냉방 용량의 주요한 원인은 개방부를 통한 공기의 이동이므로 패넌 배치에 의해 그 형상이 달라지는 개방부(opening)를 정의하고, 개방부의 어떤 특성이 냉방 용량에 영향을 미치는지를 분석하여 영향 인자를 도출하였다. 그 후 개방형 패넌의 냉방 용량 평가에 사용할 수 있도록 공기 유동을 분석할 수 있는 CFD 시뮬레이션 프로그램을 선정하여 개방형 패넌의 냉방 용량 분석을 위한 시뮬레이션 모델을 구축하고자 하였다.

3.1. 설치 형태에 따른 냉방 용량의 변화

2.3절 기존의 냉방 용량 평가 방법에 대한 고찰을 통해, 본 연구에서는 패널의 설치 형태나 배치의 변화를 반영할 수 있는 실험 방법을 활용하는 것이 더욱 정확하고 유용한 방법임을 알 수 있었다. 실험 방법으로 평가한 패널의 냉방 용량은 냉방 용량 곡선 (cooling capacity curve), 표, 공칭 냉방 용량 (nominal cooling capacity) 혹은 기준 냉방 용량 (standard cooling capacity) 등 다양한 형태로 제시되고 있다.

이들 중 냉방 용량 곡선은 냉방 용량에 대한 가장 자세한 정보를 제공하고 있어, 설계 시 정확한 냉방 용량의 예측이 가능하고 활용하기에도 편리하다. 실제로 판매되고 있는 많은 패널 제품들의 냉방 용량이 실험 평가를 거친 후, 냉방 용량 곡선의 형태로 제시되고 있다. 따라서 본 연구에서는 냉방 용량 곡선으로 패널의 냉방 용량을 기술하고자 한다.

EN 14240에는 폐쇄형으로 설치된 패널의 냉방 용량 측정 데이터가 예시로 제시되어 있는데(Table 2.6 참조), 그 중 $\Delta\theta$ 값과 그에 대응하는 q 의 값을 표로 다시 정리하면 Table 3.1과 같다.

x 축을 $\Delta\theta$, y 축을 q 로 하는 그래프를 그린 후, curve fitting 하면 (Fig. 3.1 참조), 식(3.1)과 같은 냉방 용량 곡선을 도출할 수 있다.

$$q = 7.489 \Delta\theta^{1.051} \quad (3.1)$$

한편, $\Delta\theta$ 가 8 °C일 때의 공칭 냉방 용량은 66.6 W/m²이다.

Table 3.1 Measured $\Delta\theta$ and q in EN14240

Measurement No.	1	2	3
$\Delta\theta$ (°C)	10.28	8.14	5.98
q (W/m ²)	86.4	68.1	48.9

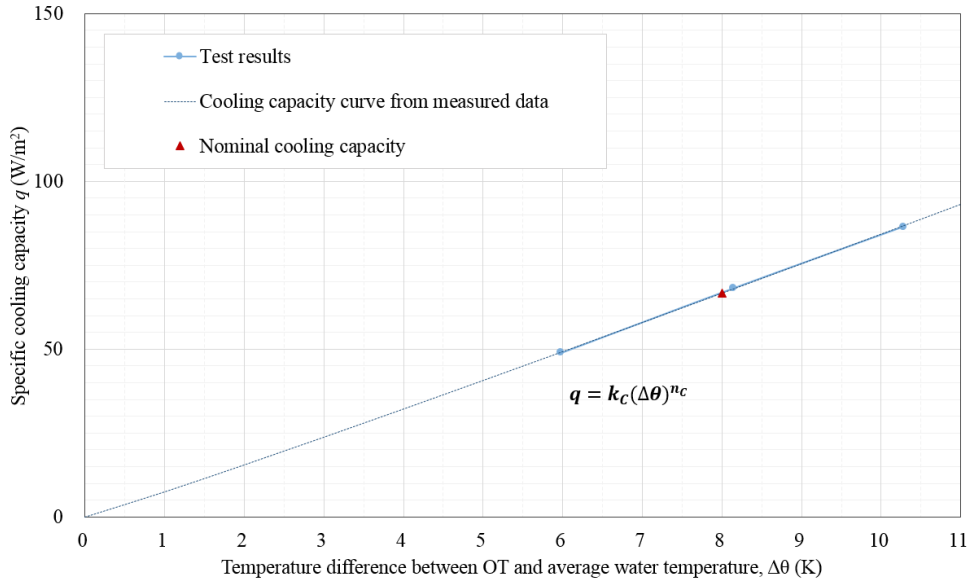


Fig. 3.1 Cooling capacity curve fitted from test results of EN14240

개방형으로 설치하였을 때 패널의 냉방 용량이 증가한다는 것은 폐쇄형으로 설치했을 때와 비교하여, 같은 $\Delta\theta$ 값으로 실내 공간으로부터 흡열할 수 있는 능력 q 가 커짐을 의미하는 것이다. 혹은 상대적으로 작은 $\Delta\theta$ 조건에서도 동일한 냉방 용량 q 로 공간의 열을 제거할 수 있음을 의미하는 것이다. 이는 폐쇄형으로 설치하여 실험 후 도출된 냉방 용량 곡선이 개방형으로 설치하는 경우 Fig. 3.2과 같이 상향된다는 것을 의미한다. 다시 말해, 실험실에 패널을 개방형을 설치, 동일한 조건으로 실험을 수행하여 냉방 용량 곡선 $q = k_{Lo}(\Delta\theta)^{n_{Lo}}$ 을 도출하면 폐쇄형의 냉방 용량 곡선 $q = k_c(\Delta\theta)^{n_c}$ 보다 상향된 냉방 용량 곡선이 도출될 수 있다는

의미이다.

만일 특성 계수 k_c 와 특성 지수 n_c 가 개방형 설치와 패널 배치에 의한 영향으로 k_{LO} 와 n_{LO} 로 어떻게 달라지는지 그 관계를 알 수 있다면, 폐쇄형으로 설치되어 측정된 패널 제품의 냉방 용량 곡선으로부터 개방형 설치 시의 냉방 용량 곡선을 쉽게 예측할 수 있을 것이다.

따라서 본 연구에서는 k_c 와 k_{LO} 사이의 관계를 식(3.2)와 같이 c_k 로 정의하고, n_c 와 n_{LO} 사이의 관계를 식(3.3)과 같이 c_n 으로 정의하여, 이들을 ‘보정 계수 (correction coefficient)’라 명명하였다. 개방형 패널의 배치에 따라 c_k 와 c_n 값이 어떻게 달라지는지 분석하여 폐쇄형 냉방 용량 곡선으로부터 패널 배치에 다른 개방형의 냉방 용량 곡선을 예측할 수 있도록 하고자 한다.

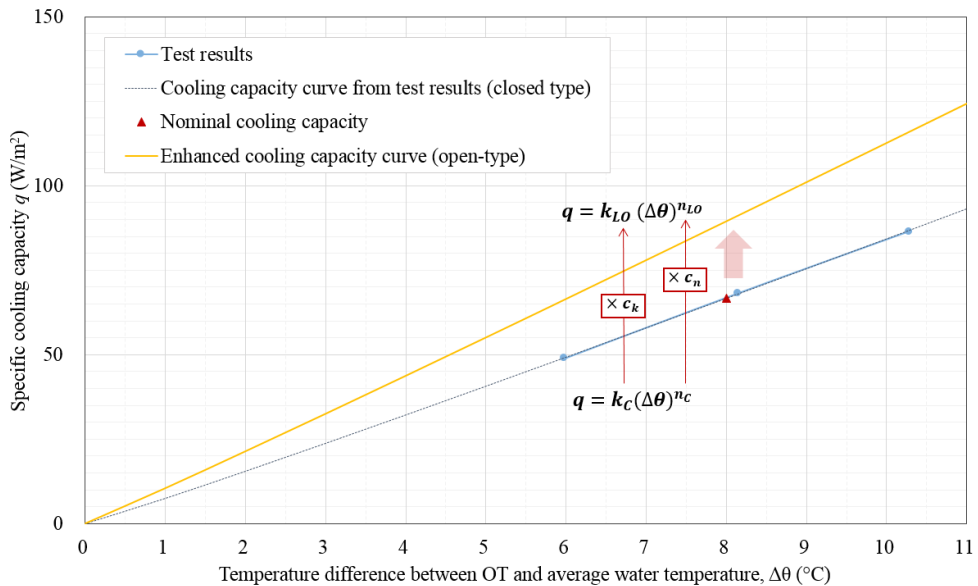


Fig. 3.2 Enhanced cooling capacity curve of open type CRCPs

$$c_k = \frac{k_{LO}}{k_c} \quad (3.2)$$

$$c_n = \frac{n_{LO}}{n_c} \quad (3.3)$$

3.2. 냉방 용량에 영향을 미치는 패널의 배치

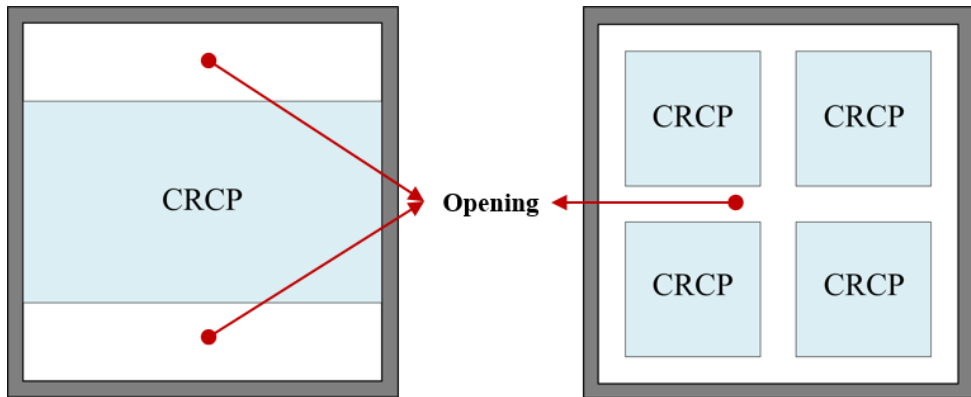
개방형 설치에서 예상되는 패널 냉방 용량의 증가는 개방부를 통한 공기 이동으로 패널의 열전달이 향상된 결과이기 때문에, 개방부를 통한 공기 이동이 주요한 요인이라는 것을 2.2절의 고찰을 통해 알 수 있었다. 본 절에서는 개방부의 의미를 정확히 정의한 후 개방부의 어떠한 특성이 공기 이동에 영향을 미치는지 알아보고, 그로부터 냉방 용량에 영향을 미치는 패널 배치와 관련된 요소를 도출하였다.

3.2.1. 패널 배치에 의한 개방부

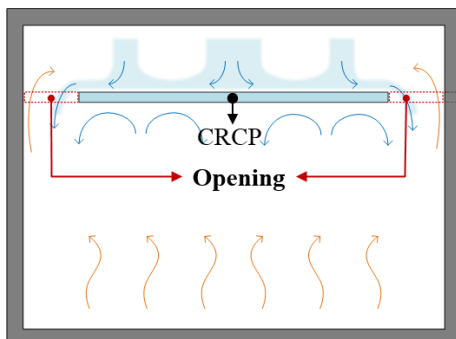
개방형 천장 복사 냉방 패널의 개방부(opening)는 패널이 모두 같은 높이의 한 수평면 상에 설치되었을 때, 패널의 페리미터에서부터 벽까지, 또는 패널과 패널 사이에 막히지 않고 뚫려 있는 부분으로 정의한다. 설치된 패널이 클수록 개방부의 크기는 상대적으로 작아지며, 같은 크기의 개방부라도 패널을 어떻게 배치하느냐에 따라 Fig. 3.3 (a)와 같이 개방부의 모양이 달라진다. 조명이나 디퓨저, 스프링클러 등의 다른 설비로 인하여 개방부의 일부가 가려질 수 있으나, 본 연구에서는 다른 설비로 인

해 가려지는 부분은 무시하고 평면상 천장 냉방 복사 패널이 없는 부분은 모두 개방부로 가정하였다.

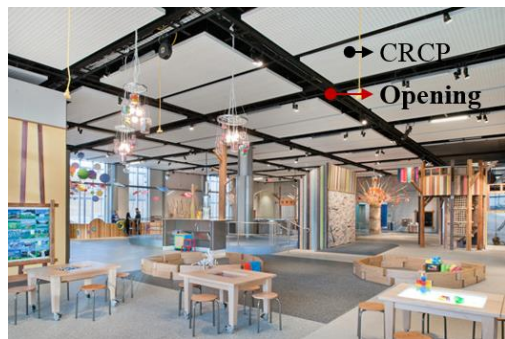
또한 경우에 따라 패널의 수직적 위치를 다양하게 하여 패널들이 한 수평면 상에 놓이지 않게 설치하는 경우도 있을 수 있으나, 본 연구에서는 가장 일반적인 상황인 모든 패널이 바닥으로부터 같은 높이의 수평면 상에 설치된 경우에 대하여서만 다루도록 하겠다.



(a) Plan



(b) Section



(c) Example

Fig. 3.3 Description of the opening in open-type CRCPs

3.2.2. 개방부의 형상 요소 도출

개방부를 통한 실내 공기의 유동은 패널의 옆면과 실의 벽면을 관 벽, 패널의 두께를 관 길이로 하는 관에서의 유동으로 생각할 수 있다. 관에서의 유동은 유체의 흐름을 방해하는 저항에 의해 유동의 특성이 결정된다. 일반적으로 관의 단면적이 넓을수록 저항이 작아지고 좁을수록 저항은 커진다. 또한 같은 관의 단면적이라도 관의 둘레 길이가 짧을수록 유체와 접하는 관 벽의 면적이 작아 전단력이 작아지므로 유체의 흐름을 방해하는 저항은 작아지고, 둘레 길이가 길수록 유체와 접하는 관 벽의 면적이 넓어져 전단력이 커지므로 저항은 커진다. 즉, 개방부의 형상인 단면적과 둘레 길이에 의해 개방부를 통한 공기 이동을 방해하는 저항이 달라지고, 그에 따라 공기 이동의 특성이 달라지며, 이 공기 이동은 패널의 냉방 용량을 달라지게 하므로, 결국 개방부의 형상이 단면적과 둘레 길이에 의해 냉방 용량이 영향을 받는다고 할 수 있다.

개방부의 형상이 패널의 냉방 용량에 미치는 영향을 분석하고 이를 설계 단계에서 활용하기 위해서는 개방부의 형상을 달리한 다수의 케이스에 대하여 냉방 용량을 도출하고 이를 분석할 필요가 있다. 이를 위해 우선 개방부의 형상을 개방부의 형상인 면적과 둘레길이를 일반화하여 연구에서 설정한 한정된 케이스에서 분석된 결과를 범용적으로 활용될 수 있도록 해야 한다. 이 때, 일반화란 개방부의 단면적과 둘레길이의 절대값이 다르더라도 개방부를 통한 공기의 유동이 유사한 경우, 동일한 값을 갖는 인자가 되도록 단면적과 둘레 길이를 변형하는 것을 의미한다

이런 일반화 과정이 선행되지 않은 채 냉방 용량을 분석하게 되면, 특정한 면적과 둘레길이 조건에 한정된 결과만을 얻게 되어, 패널 배치에 의해 결정되는 다른 형상의 개방부가 냉방 용량에 미치는 영향을 예측할 수 없을 뿐 아니라, 일반적인 설계 자료로서의 역할도 담당하지 못하게 된다. 본 연구에서는 일반화를 거쳐 도출된 요소들을 형상 요소 (figuration parameter)라 통칭하였다.

3.2.1 절의 개방부의 정의에 따라, 개방부의 면적은 패널이 설치된 공간의 바닥 면적으로부터 설치된 패널의 면적을 뺀 값으로, 패널의 면적과 공간의 바닥 면적과의 관계에 의해 정해지는 값이다.

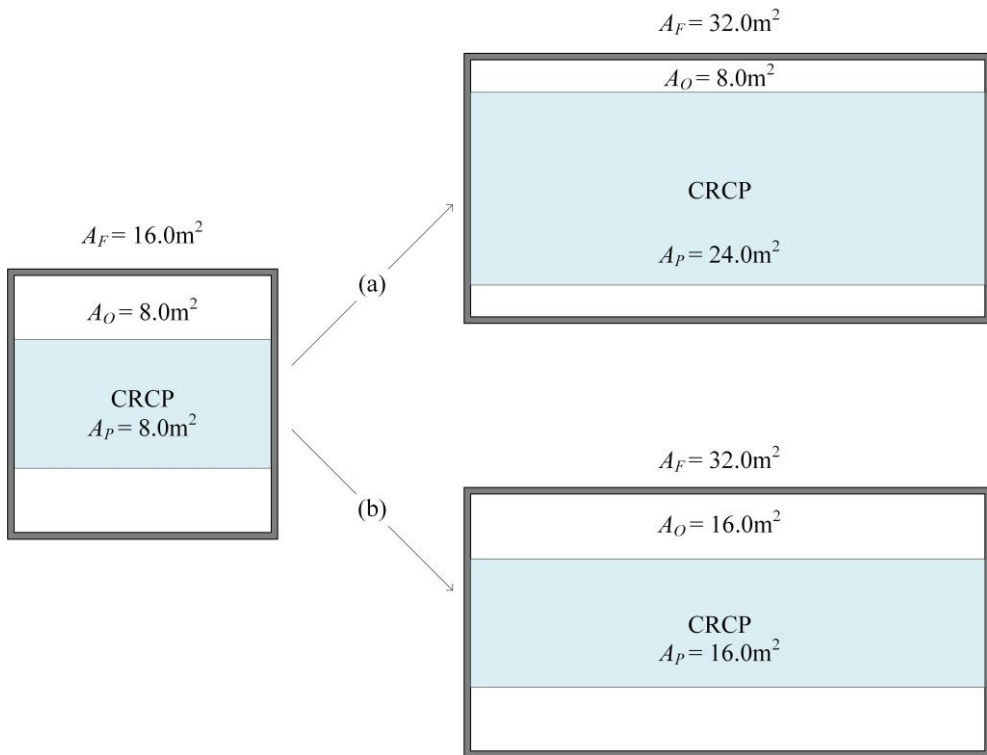


Fig. 3.4 Generalization concept of the opening area

Fig. 3.4 (a)와 같이, 같은 면적의 개방부를 갖는 두 가지의 케이스가 있을 때, 패넬의 면적이 넓어지면 냉각된 공기의 양은 더 많아지지만 공기가 하강할 수 있는 개방부의 면적은 동일하므로 개방부 단위 면적당 하강하는 공기의 양은 더 커지게 된다. 또한 패넬의 가로, 세로 길이가 커짐으로 인해 패넬 중앙부의 공기가 하강하기 위해 개방부까지 이동하는데 어려움이 있을 수 있다. 이와 같이 개방부의 면적 A_0 이 같더라도 설치된 패넬의 면적 A_p 이나 바닥 면적 A_F 에 따라 공기 이동 양상은 달라질 수 있다.

만일 Fig. 3.4 (b)와 같이 바닥 면적 A_F 이 두 배 넓어질 때 개방부의 면적 A_0 과 패넬의 면적 A_p 을 동일하게 2배 씩 늘려 면적 간의 비율을 동일하게 유지 할 경우, 패넬 면적이 두 배 넓어짐에 따라 냉각된 공기의 양이 두 배 많아지더라도, 이들이 하강할 수 있는 통로인 개방부의 면적도 두 배 넓어졌으므로, 개방부 단위 면적 당 공기 이동 양은 동일하다. 또한 패넬의 가로 길이는 2배 길어지지만, 세로 길이는 동일하여 패넬 중앙 부의 냉각된 공기가 개방부까지 이동하는 경로 역시 바닥면적이 작은 왼쪽 케이스와 동일하다. 이와 같이 개방부의 면적이 다르더라도, 개방부 면적과 바닥 면적의 비율, 혹은 개방부 면적과 패넬 면적의 비율이 동일한 경우는 공기이동과 관련된 조건이 동일하다고 할 수 있다.

그러나 패넬의 냉방 용량에 미치는 영향을 개방부의 면적을 바닥 면적과의 비율로 나타낸 형상 요소로 설명하는 것이 정확한지, 패넬 면적과의 비율로 나타낸 형상 요소로 설명하는 것이 더 정확한지에 대하여서는

연구를 통하여 확인할 필요가 있다. 따라서 개방부의 면적을 바닥 면적 또는 패널 면적과의 비율로 무차원화하여 두 가지의 형상 요소를 도출하였다. 다음의 식(3.4)는 개방부 면적을 바닥면적으로 무차원화한 형상 요소 AR_F 이며, 식(3.5)는 패널 면적으로 무차원화한 형상 요소 AR_P 이다.

$$AR_F = \frac{A_O}{A_F} \quad (3.4)$$

$$AR_P = \frac{A_O}{A_P} \quad (3.5)$$

이처럼 면적을 비율로 표현한 형상 요소를 조작 변인으로 하여 냉방 용량에 미치는 영향을 분석하면, 다양한 패널 면적, 바닥 면적, 개방부 면적을 갖는 케이스의 경우에도 본 연구의 결과를 확장하여 적용할 수 있다.

한편 개방부의 둘레길이는 같은 개방부의 면적이더라도 패널의 분배와 배치에 따라 달라진다. Fig. 3.5의 (a)와 (b)는 동일한 개방부 면적을 갖지만 패널의 배치가 달라 개방부의 둘레길이가 달라질 수 있음을 보여주는 예로 패널이 많이 분배되어 배치될수록 개방부의 둘레길이가 길어짐을 알 수 있다.

둘레길이가 냉방 용량에 미치는 영향을 설명할 때, 상부로부터 냉각된 공기가 하강하면서 접하는 둘레길이나 거주역으로부터의 따뜻한 공기가 상승할 때 접하는 둘레길이를 함께 고려하여 설명하는 것이 적절한지, 하강하는 냉각된 공기와 접하는 둘레길이만으로 설명하는 것이 적절한지

에 대하여서는 역시 좀 더 연구가 필요하다. 따라서 개방부의 둘레길이
에 대한 형상요소는 Fig. 3.6와 같이 두 가지로 정의하였다.

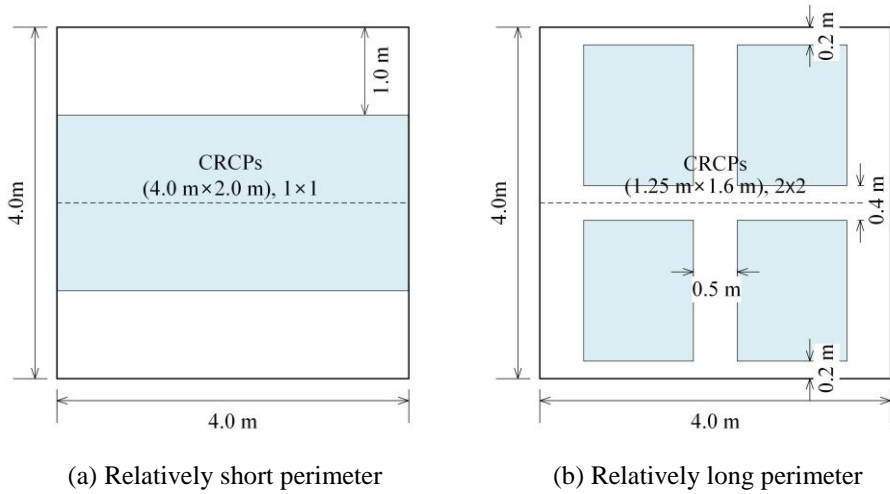


Fig. 3.5 Comparison of opening perimeters between cases with different lay-out but same opening area

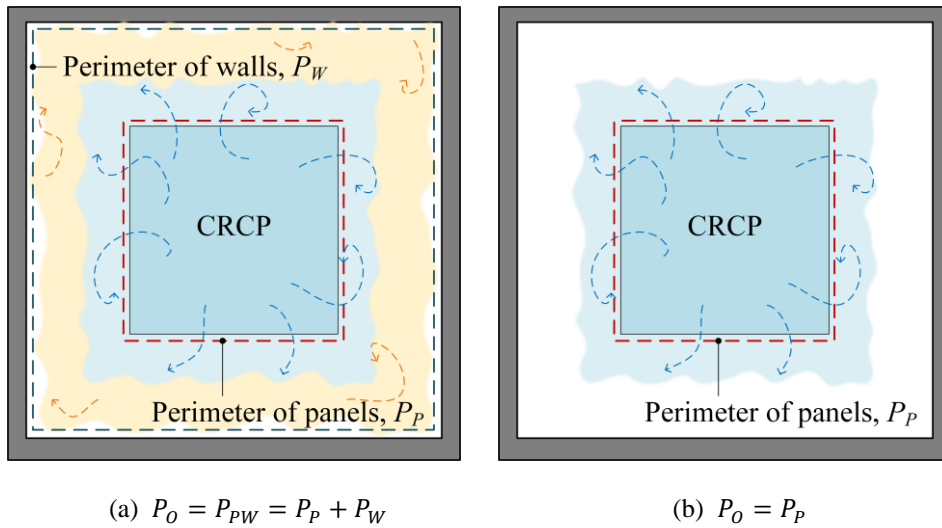


Fig. 3.6 Definition of the opening perimeter P_O

공기가 이동할 때 저항이 작은 최단 길이로 이동하고자 한다고 가정하면 상부의 냉각된 공기는 패널의 둘레를 거쳐 개방부로 하강하게 되므로 상부로부터 냉각된 공기가 하강할 때 접하는 둘레길이는 Fig. 3.6의 P_p 와 같다. 또한 거주역으로부터 상승하는 따뜻한 공기는 실의 벽을 따라 상승한다고 가정하면 따뜻한 공기가 상승할 때 접하는 둘레길이는 Fig. 3.6의 P_w 와 같다.

Fig. 3.6의 (a)와 (b)는 개방부의 둘레길을 정의하는 방식에 따른 차이를 보여주는 것으로, (a)는 냉각된 공기가 하강하는 공기가 지나는 패널의 둘레와 상승하는 공기가 지나는 둘레까지를 포함하는 것으로 하여 패널의 둘레길리와 실의 둘레길을 합한 값이 개방부의 둘레길이 P_0 가 되며, (b)는 하강하는 공기가 지나는 둘레인 패널의 둘레길이 P_p 만을 개방부의 둘레로 정의한 것이다.

앞에서 설명하였듯이 둘레길리의 절대값만으로는 다른 형상의 케이스에 대해서 그 결과를 확장하여 적용할 수 없으므로, 둘레길리에 대하여서도 범용적으로 사용이 가능하도록 일반화된 형상 요소를 도입하였다.

단면이 원이 아닌 형태의 관에서 형상이 달라 서로 다른 둘레길리를 갖더라도 그 형상의 수력학적 직경이 같은 경우 관내에서의 유동 특성이 같다고 보는 개념에서 착안하여 개방부의 둘레길리를 수력학적 직경으로 표현하여 형상 요소를 도출하였다. 위에서 개방부의 둘레길이 P_0 를 P_{pw} 와 P_p 두 가지로 정의하였으므로 수력학적 직경 HD_0 도 식 (3.6)과 (3.7)에 의하여 HD_{pw} 와 HD_p , 두 가지로 정의된다.

$$HD_{PW} = \frac{4A_O}{p_{PW}} = \frac{4A_O}{p_P + p_W} \quad (3.6)$$

$$HD_P = \frac{4A_O}{P_P} \quad (3.7)$$

이처럼 둘레길이를 반영하여 수력학적 직경으로 표현한 형상 요소를 조작 변인으로 하여 냉방 용량에 미치는 영향을 분석하면, 다양한 배치에 의해 서로 다른 둘레길이를 갖는 케이스의 경우에도 수력학적 직경을 활용하여 본 연구의 결과를 확장 적용할 수 있다.

이상의 무차원화 및 일반화를 거쳐, 개구부 크기에 대한 형상요소 (1), (2) 및 개구부 모양에 대한 형상 요소 (3), (4)를 도출하였으며, 이상의 과정을 도식화하면 Fig. 3.7 같다.

- (1) AR_F (Opening -floor area ratio)
- (2) AR_P (Opening - panel area ratio)
- (3) HD_{PW} (Hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and sum of panel and wall perimeters)
- (4) HD_P (Hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and panel perimeter)

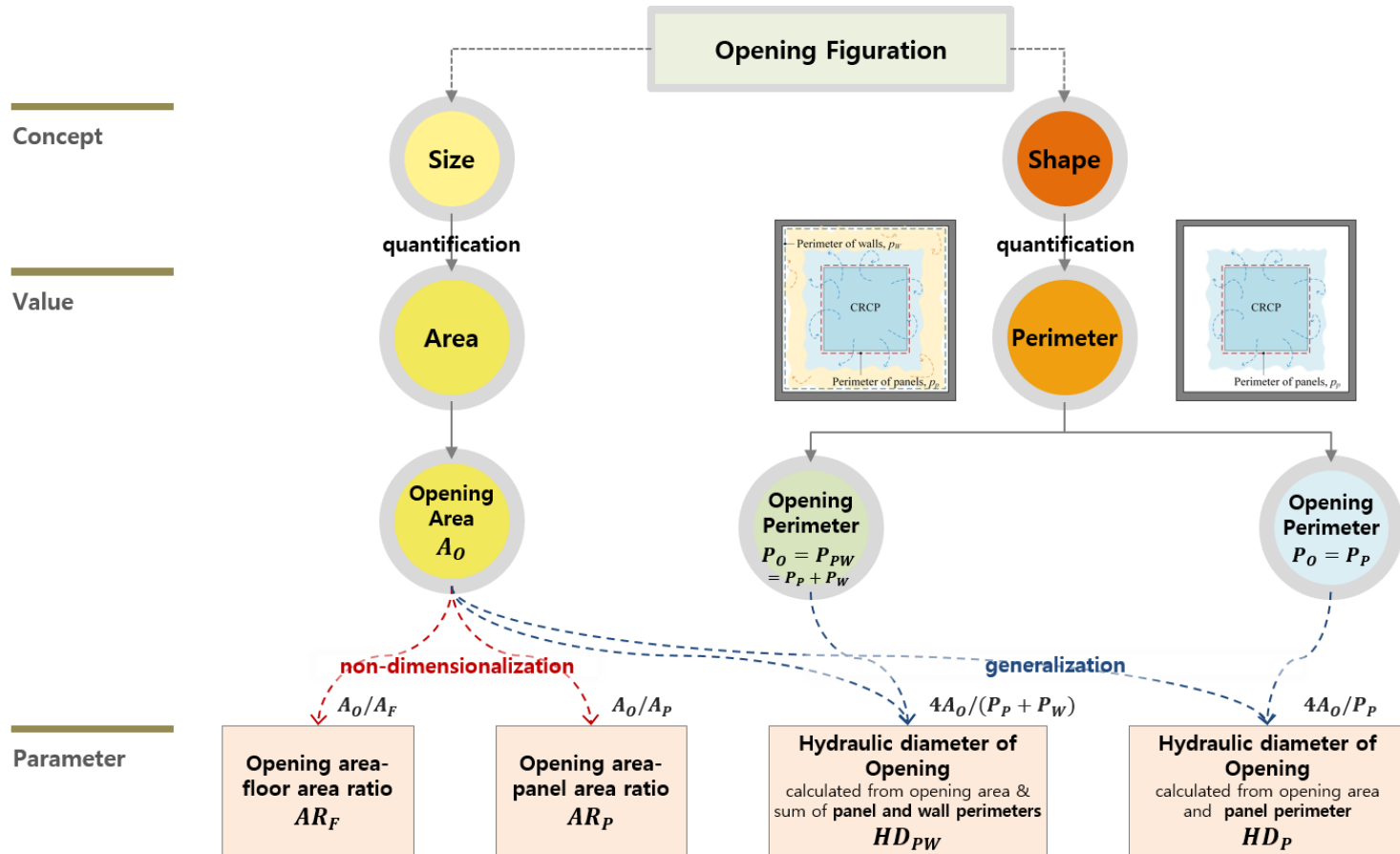


Fig. 3.7 Categorization of figuration parameter of the opening

3.3. 시뮬레이션 모델 구축

2.3절에서 계산과 실험에 의한 냉방 용량 평가 방법을 고찰한 결과, 개방형 패넬의 냉방 용량을 도출하는 본 연구의 경우에는 실험 방법을 시뮬레이션으로 구현하여 분석하는 것이 결과의 정확성이나 효율성 측면에서 유리함을 알 수 있었다.

패넬을 개방형을 설치함으로 인해 패넬 상하부 공간 간의 공기 이동이 촉진되는 것이 패넬의 냉방 용량을 증가시키는 주된 요인이라는 점에서 공기 이동을 잘 해석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램이 필요하다. 또한 복사 열전달 방식의 패넬을 대상으로 하므로 복사 열전달을 해석할 수 있는 프로그램이어야 한다. 따라서 본 연구에서는 유체 유동 해석을 위한 CFD (Computational Fluid Dynamics) 프로그래머이자, 복사를 비롯한 대류, 전도 열전달도 해석할 수 있는 프로그램인 STAR-CCM+⁴⁰를 선정하여 연구를 수행하였다. 시뮬레이션 수행이 있어, 우선 냉방 용량 곡선을 도출하기 위해 필요한 결과 및 도출 방법을 정립하고, 실험 방법의 경계 조건을 준용하여 냉방 용량 평가를 위한 시뮬레이션 모델을 구축하였다.

3.3.1. 실험 방법을 준용한 시뮬레이션

냉방 용량 곡선을 도출하기 위해서는 세 수준의 $\Delta\theta$ (대략 6, 8, 10 K)와 각 온도에 대응하는 단위 면적당 냉방 용량 q 가 필요하다. $\Delta\theta$ 는 식

40 CD-adapco, *USER GUIDE: STAR-CCM+version 9.06* (2014), p.6.

(3.8)로 구할 수 있는데, 이를 위하여 실험에서는 실험실 중앙의 1.1 m 높이에서 흑구 온도 θ_g 를 측정하고, 패널의 입수 온도 $\theta_{w,s}$ 와 환수 온도 $\theta_{w,r}$ 를 측정하여 식(3.9)에 대입, 평균 냉수 온도 θ_w 를 구하였다.

$$\Delta\theta = \theta_g - \theta_w \quad (3.8)$$

$$\theta_w = \frac{\theta_{w,s} + \theta_{w,r}}{2} \quad (3.9)$$

실내에서의 기류속도가 0.2 m/s 미만인 경우는 흑구 온도 θ_g 와 작용 온도 (operative temperature, θ_{op})는 같다고 볼 수 있으며⁴¹, 이 때 공기 온도와 평균 복사 온도 차 $|\theta_a - \theta_{mr}|$ 가 4 °C 미만일 경우 θ_{op} 는 공기 온도와 평균 복사 온도의 평균으로 구할 수 있다.⁴² 상기의 서술을 식으로 표현하면 식(3.10)과 같다.

$$\theta_g = \theta_{op} = \frac{\theta_a + \theta_{mr}}{2} \quad (3.10)$$

평균 복사 온도는 공간을 이루고 있는 면들의 면적 가중 평균 온도로 식(3.11)로 구할 수 있다.⁴³

$$\theta_{mr} = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (3.11)$$

41 Mohammad Kazkaz and Milan Pavelek, "Operative temperature and globe temperature," Engineering MECHANICS 20, no. 3/4 (2013): p.2.

42 ANSI/ASHRAE, "ASHRAE Standard 55-2010," in *Thermal environmental conditions for human occupancy* (2010), p.23.

43 Svyatoslav Yatsyshyn et al., *Handbook of Thermometry and Nanothermometry* (International Frequency Association Publishin, 2015), p.205.

따라서 실험에서 측정한 θ_g 와 같은 값을 시뮬레이션을 통해 얻기 위해서는 공기 온도 θ_a 와 공간을 이루고 있는 면들의 표면 온도 θ_i 를 시뮬레이션의 출력값으로 설정해야 한다.

$\Delta\theta$ 를 구하기 위해서는 평균 냉수 온도 θ_w 도 필요한데 본 연구에서는 그 값을 패넬의 하부 표면 온도보다 2 °C 낮다고 가정하였으며, 이에 대한 자세한 설명은 3.3.2.2절에 서술하였다.

실험 방법에서의 단위 면적당 냉방 용량 q (W/m²)는 \dot{m}_w , $\theta_{w,r}$, $\theta_{w,s}$ 을 측정하여 식 (2.28)에 대입, 총 냉방 용량 Q_p (W)를 구한 후, 이를 식(2.27)과 같이 패넬 면적 A_p (m²)로 나누어 구할 수 있다. STAR-CCM+에서는 표면에서 방열 혹은 흡열한 에너지를 결과값으로 얻을 수 있으므로, 본 연구에서는 패넬 하부 표면과 상부 표면에서 흡열량을 출력하여 이를 패넬 면적으로 나눔으로써 패넬의 단위 면적당 냉방 용량을 구할 수 있다.

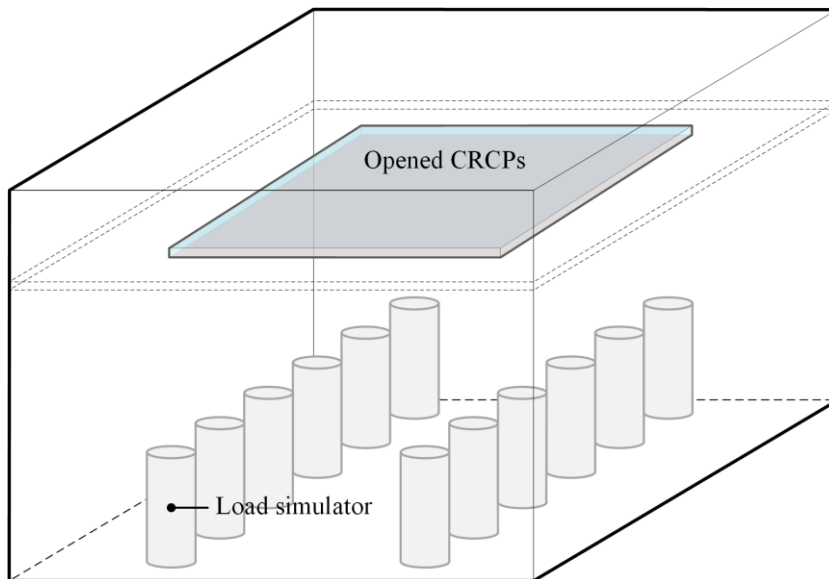


Fig. 3.8 Schematic description of a room for the simulation

시뮬레이션 결과로부터 얻는 세 가지의 $(\Delta\theta, q)$ 데이터쌍을 이용하여, x 축을 $\Delta\theta$, y 축을 q 로 하는 그래프를 그린 후, curve fitting하면 냉방 용량 곡선 $q = k\Delta\theta^n$ 을 얻을 수 있다.

이러한 결과를 얻기 위하여서는 실험 방법을 준용하여 Fig. 3.8와 같이 천장 냉방 패널이 설치되어 있으며 냉방 부하를 모사할 수 있는 발열체가 있는 공간을 모델링하여야 한다. 적절한 실의 형상, 패널이 설치되는 수직적 위치, 패널의 단면 형상, 실과 패널 표면의 열적 조건, 발열체 조건 등을 결정한 후, 패널의 배치를 달리하여 다양한 형상의 개방부를 모델링하여 시뮬레이션을 수행하면 패널의 배치에 따른 냉방 용량 곡선을 얻을 수 있다.

3.3.2. 시뮬레이션 모델 개발

3.3.2.1. 실의 형상 및 열적 물성 조건

실험 방법에서는 실의 크기로 가로 4 m × 세로 4 m × 높이 3 m을 추천하며, 천장 복사 냉방 패널은 바닥으로부터 높이 2.5 ± 0.02 m 혹은 천장면으로부터 250 ~ 300 mm 아래로 내려온 높이에 설치할 것을 권장하고 있다.

본 연구에서는 이러한 치수를 기본으로 하여 2^K factorial DOE(design of experiments)⁴⁴를 활용하여 실의 크기가 결과에 미치는 영향에 대하여 분

44 Douglas C Montgomery, *Design and analysis of experiments* (John Wiley & Sons, 2013), pp.233-92.

석한 후 실의 치수를 최종 결정하였다.

2^k factorial DOE은 결과에 영향을 미칠 것으로 예상되는 요인이 다양한 경우, 그 요인들의 영향도를 분석하여 영향이 작은 인자들을 제외하고자 할 때 유용한 방법이다. 즉, 2^k factorial DOE 결과 분석을 통해, 종속 변인(dependent variable)에 미치는 영향도가 작은 인자들은 통제 변인(control variable)으로 설정하고, 영향도가 큰 인자들은 조작 변인(independent variable)으로 설정할 수 있는 것이다.

본 연구에서는 패널의 배치가 냉방 용량(종속 변인)에 미치는 영향이 클 것이라는 것을 가정하고 패널의 배치를 조작 변인으로 상정하였다. 만일 실의 형상이 냉방 용량에 미치는 영향이 크다면 실의 형상 역시 조작 변인으로 설정하여 연구를 진행하여야 한다. 그러나 실의 형상이 미치는 영향이 작다면 실의 크기를 특정한 치수로 통제하여 모델링한 후 패널 배치에 따라 달라지는 냉방 용량에 대한 분석만을 진행하여도 무방할 것이다.

이에 따라, 냉방 용량에 영향을 미치는 영향 정도를 파악하고 싶은 패널의 배치와 실의 형상과 관련된 인자를 설정하고 그 인자에 두 가지 수준의 값을 할당하였다. 패널의 배치(factor A)는 ‘폐쇄형(closed)’과 ‘개방형(open)’로 구성하였다. 실의 형상과 관련된 인자는 우선, 실 바닥으로부터 패널이 설치되는 높이(factor B) H_1 를 2.6 m와 3.2 m, 패널로부터 천장까지의 높이(factor C) H_2 를 0.3 m와 0.9 m, 실의 바닥면적(factor D) A_F 을 16 m^2 ($4 \text{ m} \times 4 \text{ m}$)와 32 m^2 ($8 \text{ m} \times 4 \text{ m}$)로 설정하였다. 이상의 변수 수준 설정을 정

리하면 Table 3.2와 같다.

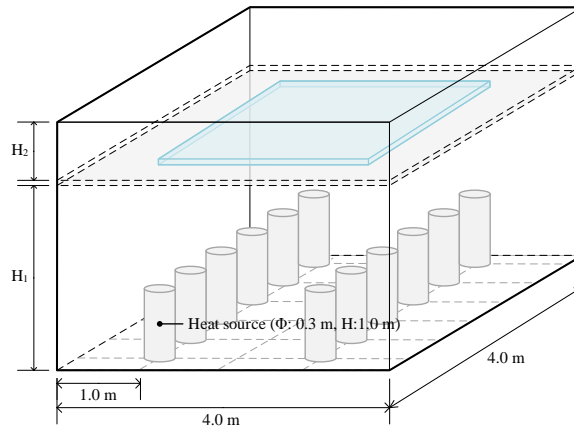
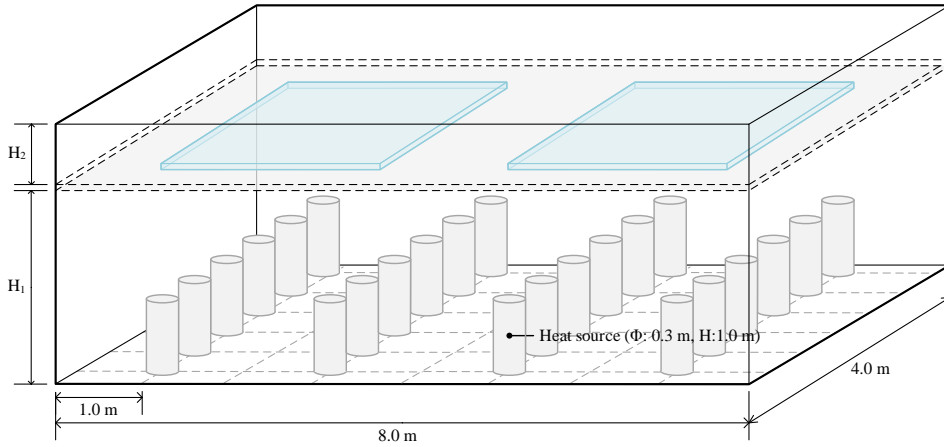
패널의 냉방 용량이 크면 결국 실의 공기 온도와 실의 표면 온도를 더 많이 냉각시킬 수 있으므로 영향 정도를 파악하는 반응 지표(response)는 거주역의 공기 온도 $\theta_{a,oz}$ 와 작용 온도 θ_{op} 로 설정하였다. 만일 어떤 인자가 냉방 용량에 미치는 영향이 크다는 의미는 인자의 변화에 따라 냉방 용량의 변화가 급격하다는 것이며 이는 곧 인자의 두 수준 간 반응 지표(거주역의 공기 온도 $\theta_{a,oz}$, 작용 온도 θ_{op})의 차이가 커진다는 것이다.

시뮬레이션 시 필요한 다른 조건들은 아래와 같이 가정하였다.

- 패널 상하부 표면 온도 $\theta_{s,u} = \theta_{s,l} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$
- 단위 바닥면적 당 냉방부하 $q_s = 112\text{ W/m}^2$
- $AR_F = 0.19$
- 인접실과의 열교환 없음

Table 3.2 Level of factors predicted to influence on cooling capacity

Label	Factor	Low	High
A	Ceiling installation type	closed	open
B	Height from a floor to a false ceiling (H_1), m	2.6	3.2
C	Height from a false ceiling to a room ceiling (H_2), m	0.3	0.9
D	Floor area (A_F), m^2	16	32

(a) $A_F = 16 \text{ m}^2$, $A_p = 12.96 \text{ m}^2$, $A_O = 3.04 \text{ m}^2$ (b) $A_F = 32 \text{ m}^2$, $A_p = 25.96 \text{ m}^2$, $A_O = 6.08 \text{ m}^2$ Fig. 3.9 Two levels of factor D (Floor area A_F)

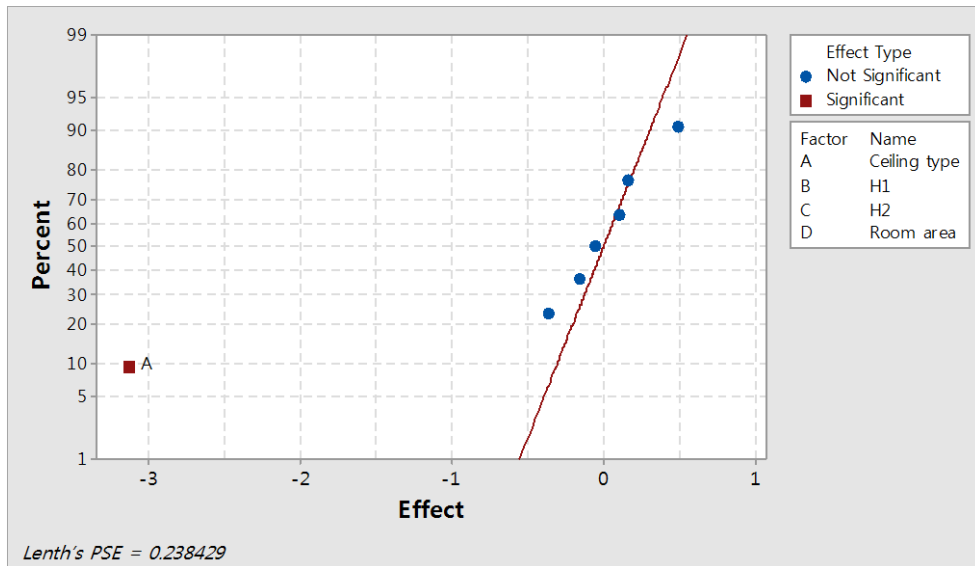
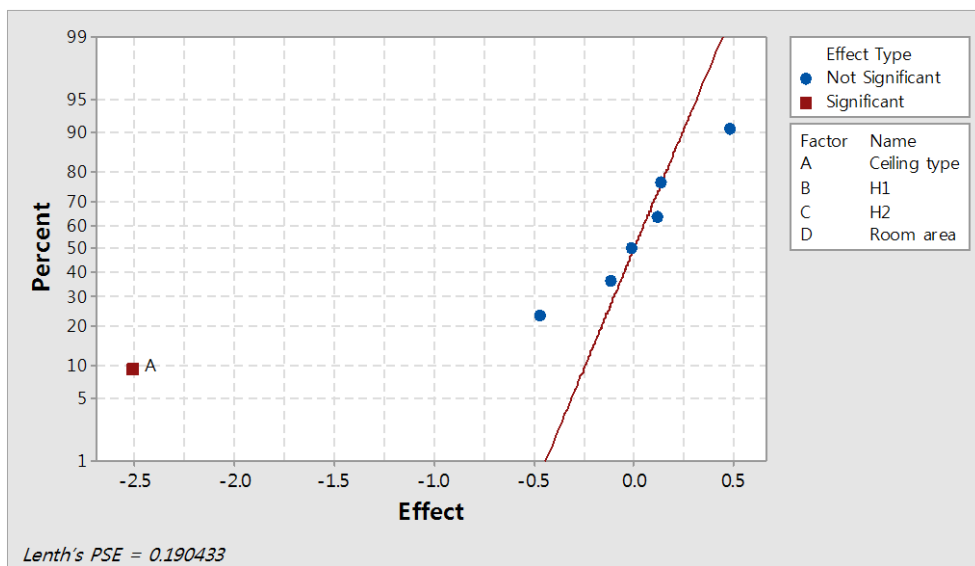
A ~ D의 네 가지 인자가 반응 지표에 미치는 영향을 파악하기 위해 필요한 시뮬레이션의 수는 16 ($= 2^4$)이나, 여기서는 요인들의 주 작용 효과에 관심이 있으므로 해상도 IV 수준⁴⁵인 8 ($= 2^{4-1}$)개로 케이스의 개수를 줄일 수 있다. 그에 따라 설계된 케이스는 Table 3.3의 ‘CASES’와 같다.

45 성내경, 실험설계와 분석, 2nd ed. (자유아카데미, 2012), pp.260-61.

Table 3.3 Cases and results of 2^K factorial DOE

CASES					RESULTS	
No.	Factors					
	A	B	C	D		
	Ceiling type	H ₁ (m)	H ₂ (m)	A _F (m ²)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)
1	closed	2.6	0.3	16	27.51	26.37
2	open	2.6	0.3	32	24.02	23.36
3	closed	3.2	0.9	16	27.94	26.82
4	closed	2.6	0.9	32	27.15	25.89
5	closed	3.2	0.3	32	27.37	26.13
6	open	3.2	0.9	32	24.47	23.85
7	open	2.6	0.9	16	24.06	23.59
8	open	3.2	0.3	16	24.92	24.34

각 케이스의 조건을 입력하여 시뮬레이션을 수행하면 Table 3.3의 ‘RESULTS’와 같은 거주역의 공기 온도 $\theta_{a,oz}$, 작용 온도 θ_{op} 를 얻을 수 있다. Fig. 3.10은 거주역의 공기 온도 $\theta_{a,oz}$ 에 인자들의 미치는 영향도를 분석한 그래프로 설치 형태 (ceiling type)에 의한 영향이 가장 크고, 그 외 실의 형상과 관련된 인자들이 미치는 영향은 미미한 것으로 나타났다. 작용 온도 θ_{op} 에 대한 영향도를 분석한 Fig. 3.11의 그래프에서도 설치 형태에 의한 영향이 가장 크고 그 외는 무시할 만 하였다. 이는 바닥 면적 A_F 을 16 m² (4 m×4 m)으로 모델링 한 경우나 32 m² (8 m×4 m)으로 모델링 한 경우나 반응 지표 값은 비슷하다는 것을 의미한다.

Fig. 3.10 Normal plot of the effects on response variable $\theta_{a,oz}$ ($\alpha=0.05$)Fig. 3.11 Normal plot of the effects on response variable θ_{op} ($\alpha=0.05$)

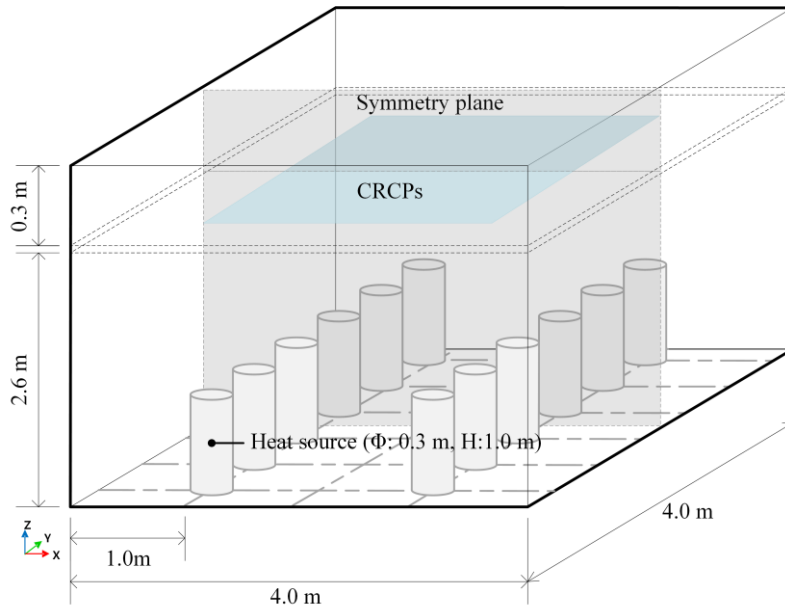


Fig. 3.12 Room dimension for the simulations

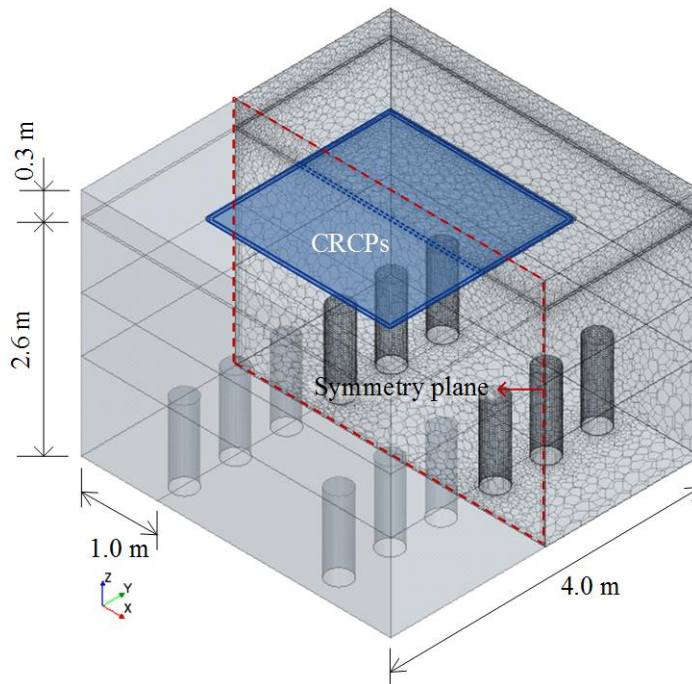


Fig. 3.13 Room modeling by STAR-CCM+

따라서 본 연구에서는 시뮬레이션 수행의 효율성을 위하여 실의 크기를 나타내는 인자인 B, C, D는 낮은 수준의 값들로 실의 형상을 최종 결정하였다. 이를 그림으로 표현하면 Fig. 3.12과 같다.

한편 실험 방법에서는 외피의 열전도율을 작게 규정하여 외피를 통한 열출입을 방지함으로써, 실의 냉방 부하를 모두 천장 냉방 패널로 제거하도록 하고 있다. 따라서 시뮬레이션 모델에서도 공간을 구성하는 여섯면의 경계를 단열 경계(adiabatic boundary)로 하여, 발열체로부터의 냉방 부하는 패널 표면에서 모두 제거하도록 하였다. 또한 표면의 방사율은 실험 방법에서와 같이 0.9로 설정하였다.

또한 패널을 공간의 중앙을 중심으로 대칭이 되도록 설치한다는 실험 방법을 시뮬레이션에도 그대로 적용하였다. 이렇게 되면 Fig. 3.12의 symmetry plane을 중심으로 실과 패널의 형상이 대칭을 이루므로, 실과 패널을 절반만 모델링 한 후, symmetry plane의 경계 조건을 ‘Symmetry’로 설정하였다.

3.3.2.2. 패널의 단면 형상 및 표면 온도, 냉수 온도 조건

천장 복사 냉방 패널은 그 재료나 접촉 상태 등이 매우 다양, 복잡하며 10^0 m 스케일의 실의 크기와 비교하였을 때 패널을 이루는 부재의 크기는 10^{-3} m 스케일의 크기이므로 패널을 있는 그대로 모델링하는 경우 모델링 시간과 노력, 계산에 드는 리소스의 양도 상당하다. 그러나 실제와 가깝게 모델을 하더라도 재료의 물성치나 접촉 저항 등 입력값이 정확하지 않기 때문에 그 결과값 또한 정확하지 않을 가능성이 높다. 즉

투입되는 리소스 대비 얻을 수 있는 결과의 질이 매우 낮은 것이다.

패널과 맞닿은 공기와 패널과 마주한 실내 표면 간의 열교환은 결국 패널의 표면 온도와 패널의 면적에 의해 결정되는 것이므로, 패널의 면적과 패널의 표면 온도 및 냉수 온도 조건을 타당하게 가정한다면 굳이 패널의 단면 형상을 있는 그대로 모델링하지 않고도 패널과 공기, 패널과 표면 사이의 열교환을 실제와 유사하게 모사할 수 있을 것이다.

패널 면적의 경우 하부 표면은 평편하므로 패널의 정사영 면적을 그대로 사용할 수 있다. 상부 표면의 경우는 배관이나 배관을 고정하기 위한 핀, 열전도판, 패널판의 접합 등으로 인해 요철이 많으나 앞서 설명하였듯이 실의 크기 단위에 비추어 패널 부재의 크기 단위는 매우 작으므로 패널의 상부 표면적을 패널의 정사영 면적으로 가정하여도 큰 차이가 없을 것이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 3.14와 같이 패널의 형상을 패널의 정사영 면적(=정사영 가로 길이×정사영 세로 길이)을 밑면으로 하고 패널의 두께 길이를 높이로 하는 직육면체로 모델링하였다.

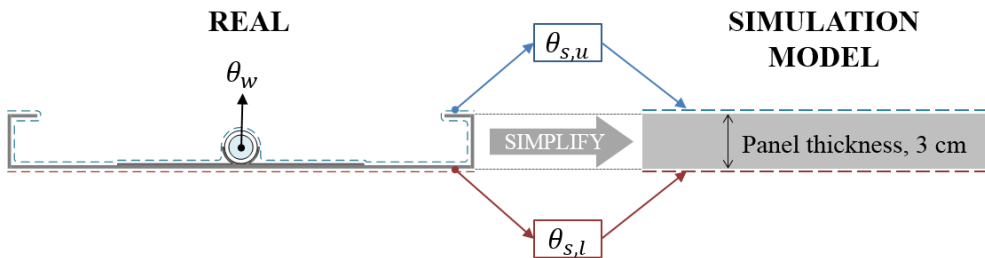


Fig. 3.14 Simplification of a panel shape and assumption of surface temperatures

$\Delta\theta (= \theta_{op} - \theta_w)$ 를 약 6, 8, 10 K의 세 가지 수준으로 설정하여 냉방 능력을 평가하여야 하므로, 패넬 하부 표면 온도 $\theta_{s,l}$ 는 이에 상응할 것으로 예상되는 16, 18, 20 °C 로 설정하였다.

상부 단열재가 없는 (NI) 타입의 패넬은 상부 표면이 배관 및 배관과 접한 재료 등이 별도의 마감 재료가 없이 노출되어 있으므로, 패넬의 상부 표면 온도 $\theta_{s,u}$ 는 마감 재료가 부착되어 있는 패넬 하부 표면 온도 $\theta_{s,l}$ 보다 낮을 것으로 예상된다. 본 연구에서는 안전율의 개념으로 $\theta_{s,u} = \theta_{s,l}$ 로 설정하였다. 즉, 본 연구에서 도출된 냉방 용량은 상부 표면 온도와 하부 표면 온도가 같은 상태에서 얻는 결과이므로, 상부 표면 온도가 하부 표면 온도보다 더 낮은 실제 상황에서는 본 연구에서 도출된 냉방 용량보다 더 큰 냉방 용량을 나타내게 될 것이다. 따라서 본 연구의 결과는 패넬을 개방형으로 설치함으로 인해 예상되는 최소 냉방 용량의 개념이 되며, 실제 냉방 용량은 최소 냉방 용량 이상을 확보할 수 있으므로, 실무에서의 냉방 용량 설계에 무리 없이 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

한편 배관과 패넬 표면 사이에 열저항이 클수록 열전달 효율이 떨어지므로, 패넬의 표면 온도는 냉수 온도보다 상승하게 되며, 결국 패넬의 냉방 용량은 감소한다. Fig. 3.15를 살펴 보면 패넬 표면 온도와 평균 냉수 온도와의 관계에 따라 냉방 용량 곡선이 달라진다. 얇은 패넬 판에 배관이 부착되어 있는 (AT) 타입의 천장 복사 냉방 패넬의 경우는 배관에서 표면까지의 열저항이 작아 실제로는 표면과 냉수의 온도차가 1.5 K 이하

(a) Example of CFD simulation results

RESULTS			
$\theta_{s,u}$ (°C)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)
16	126.64	24.01	26.40
18	99.33	24.72	26.79
20	72.56	25.78	27.73

(b) When $\theta_w = \theta_{s,u} - 2.0$ °C

RESULTS			
θ_w (°C)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)
14	126.64	24.47	10.47
16	99.33	24.73	8.73
18	72.56	25.00	7.00

* Cooling capacity curve :

$$q = 4.9227 \cdot \Delta\theta^{1.3848}$$

(c) When $\theta_w = \theta_{s,u} - 1.0$ °C

RESULTS			
θ_w (°C)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)
15	126.64	24.01	9.47
17	99.33	24.72	7.73
19	72.56	25.78	6.00

* Cooling capacity curve :

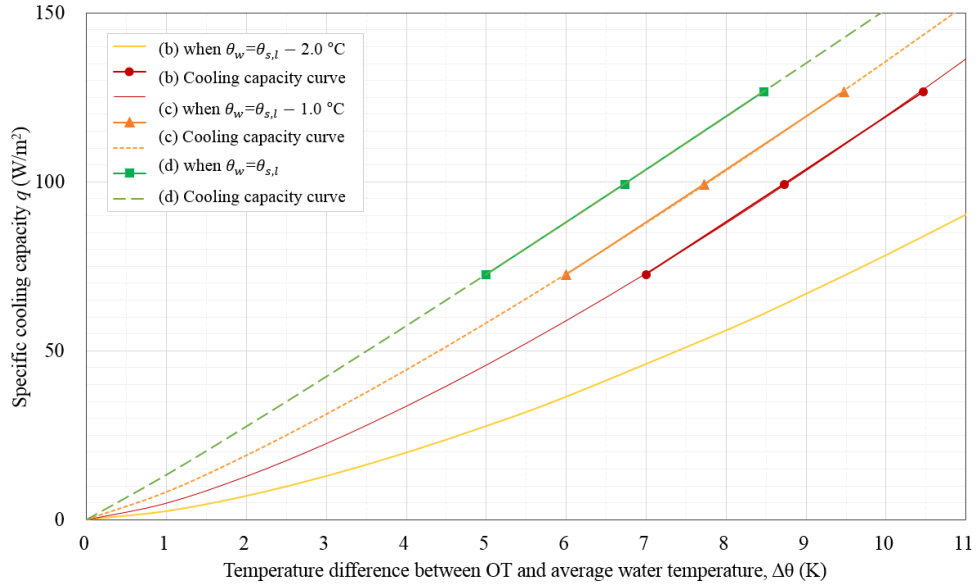
$$q = 8.1599 \cdot \Delta\theta^{1.2207}$$

(d) When $\theta_w = \theta_{s,u}$

RESULTS			
θ_w (°C)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)
16	253.27	24.47	8.47
18	198.65	24.73	6.73
20	145.11	25.00	5.00

* Cooling capacity curve :

$$q = 13.266 \cdot \Delta\theta^{1.0562}$$

Fig. 3.15 Cooling capacity curves depending on relationship between $\theta_{s,u}$ and θ_w

인 경우가 대부분이나, 본 연구에서는 안전율을 고려하여 평균 냉수 온도가 패널 표면 온도보다 2 K 낮게 설정하였다.

본 연구에서 도출된 냉방 용량은 평균 냉수 온도와 패널 표면 온도의 차이가 2 K인 상태에서 얻는 결과이므로 둘의 온도차가 2 K 이하인 실제 상황에서는 본 연구에서 도출된 냉방 용량보다 더 큰 냉방 용량을 나타내게 될 것이다 따라서 본 연구의 결과는 개방형의 설치로 인해 예상되는 최소 냉방 용량 이상을 확보할 수 있으므로 실무에서의 냉방 용량 설계에 무리 없이 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

3.3.2.3. 발열체 형상 및 냉방 부하 모사 조건

실험 방법인 EN 14240에 제시되어 있는 발열체의 형상을 참고하여 직경 0.3 m인 원을 밑면으로 하고 높이 1.1 m인 원통형의 발열체를 모델링하였다. 총 12개의 발열체가 바닥에 고르게 배치되어 있는 상황을 가정하였으며, Symmetry 조건 적용으로 실의 절반만 모델링 되어 있는 시뮬레이션 상에는 6개의 원통을 배치하였다.

원통의 바닥면을 제외한 옆면과 윗면을 면발열 경계 조건으로 설정하고 다음의 과정에 따라 냉방부하를 계산하여 케이스 별로 면발열량을 입력하였다.

ISO 11855-2⁴⁶에 의하여 천장 냉방 패널 하부 표면에서의 흡수하여 제거하는 열류는 식(3.12)와 같이 계산할 수 있다.

46 ISO, "ISO 11855-2:2012(E) Building environment design-Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems," in Part 2: Determination of the design heating and cooling capacity (2012), p.5.

$$q_{s,l} = 8.92 \times (\theta_{op} - \theta_{s,l})^{1.1} \quad (3.12)$$

패널의 하부표면온도($\theta_{s,u}$) 16, 18, 20 °C일 때 거주역의 작용온도 θ_{op} 를 26 °C로 유지하기 위해 제거해야 하는 에너지의 양을 식(3.12)로 계산하여 패널이 패널 단위면적당 제거하여야 하는 냉방부하 q_P 로 가정하였다.

따라서, 하부 표면 온도 $\theta_{s,u}$ 에 따라 q_P 는

$$q_{P-16} = 8.92 \times (26 - 16)^{1.1} = 112.3 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$q_{P-18} = 8.92 \times (26 - 18)^{1.1} = 87.9 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$q_{P-20} = 8.92 \times (26 - 20)^{1.1} = 64.0 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

이 된다.

시뮬레이션 시 케이스 별로 발열체 표면에 입력되어야 할 면발열량 $Q_s(W)$ 는 식(3.13)으로 구할 수 있다.

$$Q_s = q_P \times A_p \quad (3.13)$$

예를 들어 설치된 패널의 면적이 8.00 m²이고 패널 표면온도가 16 °C인 시뮬레이션 케이스의 경우 발열체 면발열량 Q_s 는

$$Q_s = q_{P-16} \times A_p = 112.3 \times 8.00 = 898.4 \text{ W}$$

가 된다. Symmetry plane을 두고 절반의 공간만을 모델링하므로 면발열량도 898.4 W의 반인 449.2 W를 입력한다.

3.3.2.4. 계산 모델 (Calculation models)

이상에서 모델링한 공간은 여섯 면으로 구성된 공간으로 가득 차 있는 공간 안에 지정된 표면 온도를 갖는 직육면체 패널이 설치되어 있는 형태이다. 공기는 공간의 여섯 면 및 패널의 여섯 면과 대류의 형태로 열 교환하며, 온도가 다른 공기 간의 밀도차로 인해 공간 내에서 유동하며 열에너지를 이동시킨다. 공간의 표면과 패널의 표면들은 서로 간에 복사 형태로 열에너지를 교환한다. STAR-CCM+를 활용하여 이러한 열에너지의 교환과 이동 등을 계산하여 실내 공기의 온도 및 패널 표면에서의 흡열량 등을 알아내기 위해서 적절한 계산 모델(calculation model)을 선택하여야 한다.

- **Material:** 공간 내의 유체는 가스인 공기이므로 ‘Gas’를 선택하고 ‘Gas’ 내의 하위 물질은 STAR-CCM+ 안의 데이터베이스로부터 ‘Air’를 선택하여 공기의 물성을 계산에 사용할 수 있도록 하였다.
- **Time:** 정상 상태 조건으로 수행하는 실험 방법을 따라 시뮬레이션도 정상 상태로 수행하므로 ‘Steady’를 선택하였다.
- **Space:** 상기에서 모델링한 실, 패널, 발열체의 형상이 가로, 세로, 높이를 갖는 형태이므로, ‘Three dimensional’을 선택하였다.
- **Flow:** 해석하고자 하는 유동이 압축성일 경우는 ‘Coupled Flow’를, 비압축성일 경우는 ‘Segregated Flow’를 적용한다. 본 연구에서 해석하고자 하는 공간 내의 공기 유동은 비압축성이므로 ‘Segregated

Flow'를 선택하였다. 이와 같은 segregated approach는 풀고자 하는 지배 방정식들을 순차적으로 계산하며 지배 방정식 간의 연결은 보정 방정식을 통한다. Gradient Metrics의 'Gradient'는 자동 선택된다.

- Equation of State: 공기의 상태는 온도와 압력에 따라 밀도가 변하는 이상 기체 방정식으로 설명할 수 있으므로, 'Ideal gas'를 선택하였다.
- Energy: 본 연구에서는 시뮬레이션 결과 중 하나로 공기의 온도 값을 얻고자 하므로, 온도를 풀고자 하는 변수로 하여 에너지 방정식을 푸는 모델인 'Segregated Fluid Temperature'를 선택하였다.
- Viscous Regime: 실내 공간에서 일어나는 공기의 유동은 난류이므로 'Turbulent'를 선택하였다.
- Turbulence: 'Viscous Regime'으로 'Turbulent'를 선택하면 'Reynolds - Averaged Navier -Stokes'가 자동 선택된다. 난류를 해석하기 위하여 실내 공간에서 일어나는 공기의 유동을 해석하기에 적절한 'K-Epsilon models'을 선택하였다. 'K-Epsilon model'의 상세 모델은 viscous sublayer를 어떻게 해석할 것인가에 따라 다른데, STAR-CCM+에서는 여덟 개의 모델을 제공하고 있다. 본 연구에서는 'Realizable K-Epsilon model'과 경계층을 두 개로 나누어 접근하는 Two-layer approach가 결합된 'Realizable Two-Layer K-Epsilon'을 선택하였다. 경계층에서의 유동 특성을 해석하기 위한 모델은 거의 모든 경계층에 적용할 수 있는 가장 일반적인 'Two Layer All y+ Wall Treatment'을 선택하였다.

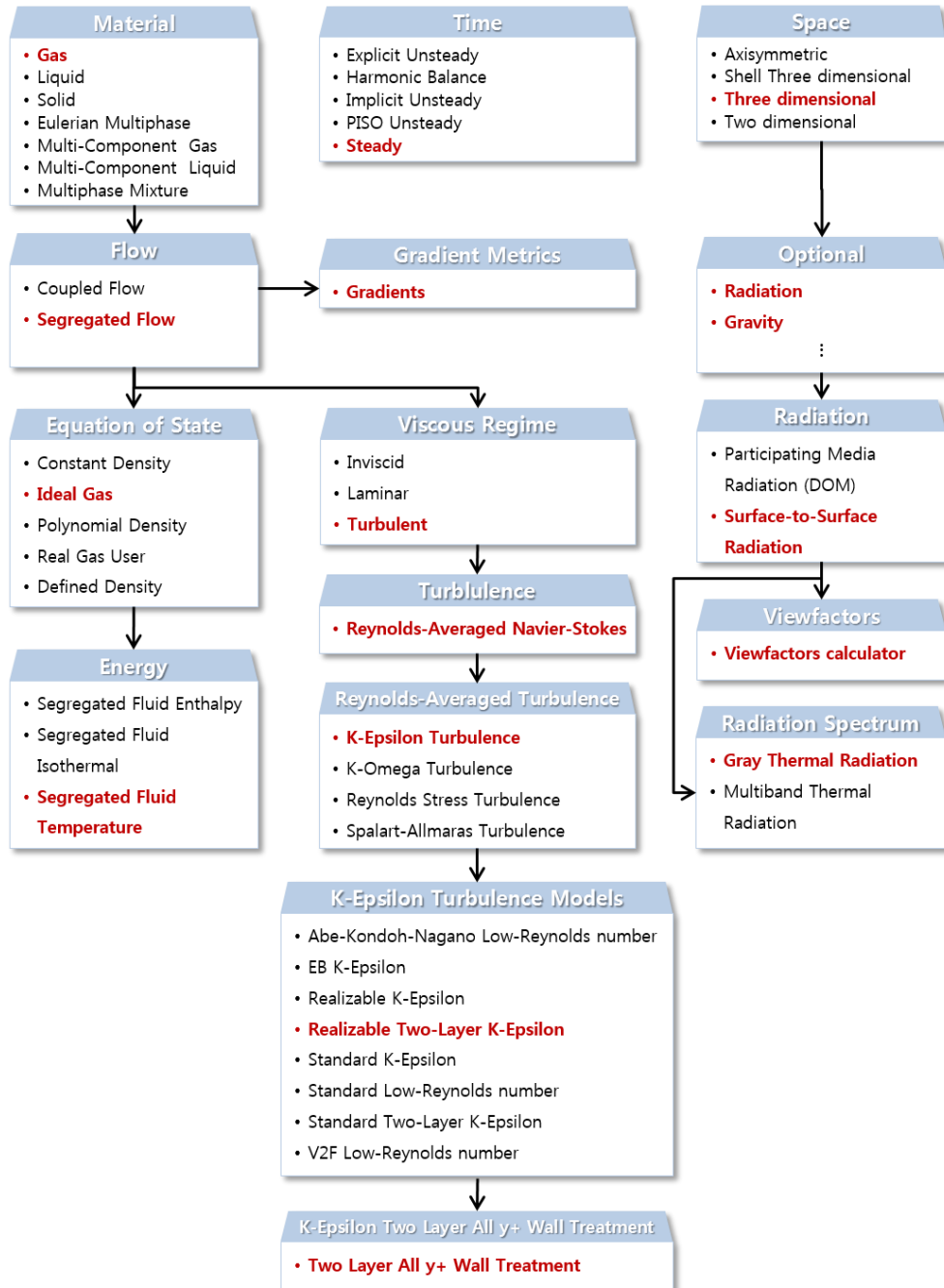


Fig. 3.16 Selection flow chart of calculation models in STAR-CCM+

- **Radiation:** 방사율 0.9의 회색 표면인 공간 표면 및 패널 표면 간의 복사 열교환을 계산하기 위하여 ‘Optional’ 항목에서 ‘Radiation’을 선택하였다. 하위 항목으로 ‘Surface-to-Surface Radiation’, 표면들간의 형상계수를 계산하는 ‘Viewfactor calculator’, 회색 표면임을 고려하기 위하여 ‘Gray Thermal Radiation’을 선택하였다.
- **Gravity:** 부력에 의한 공기 이동이 예상되므로 계산 시 중력을 반영할 수 있도록 ‘Optional’ 항목에서 ‘Gravity’를 선택하였다.

이상의 계산 모델 선택 과정을 정리하면 Fig. 3.16과 같다.

3.3.3. 시뮬레이션 모델 검증

시뮬레이션 모델의 검증을 위해 EN 14240을 따라 구축된 서울대학교 내 테스트셀 (Fig. 3.17 참조)⁴⁷에서의 실험 결과와 시뮬레이션 계산 결과를 비교하였다. 실험실에는 상부의 단열재가 없는 (NI) 타입의 가로 0.6 m, 세로 0.6 m, 높이 0.03 m의 패널 36장을 인접 벽으로부터 0.2 m 이격시켜 실험실 중앙을 중심으로 대칭으로 설치하였다. 인접 벽과 패널 사이의 0.2 m 폭은 infill panel로 막지 않고 개방하여 두었다 (Fig. 3.18 참조)

검증용 실험은 냉방 부하를 대-중-소의 세 수준으로 설정하여 세 가지 케이스에 관하여 수행하였다. 냉방 부하는 발열체 내 백열 전구의 점멸 상태에 의해 결정되므로 냉방 부하가 많은 케이스는 백열 전구 24개, 중간 케이스는 16개, 작은 케이스는 8개를 가동하였다. 그에 따른 냉방 부

47 박상훈 et al., "천장 복사 패널시스템의 방냉량 평가 실험."

하 Q_s , 냉수 유량 m_w , 공급 냉수 온도 $\theta_{w,s}$ 를 Table 3.4와 같이 설정하였다.

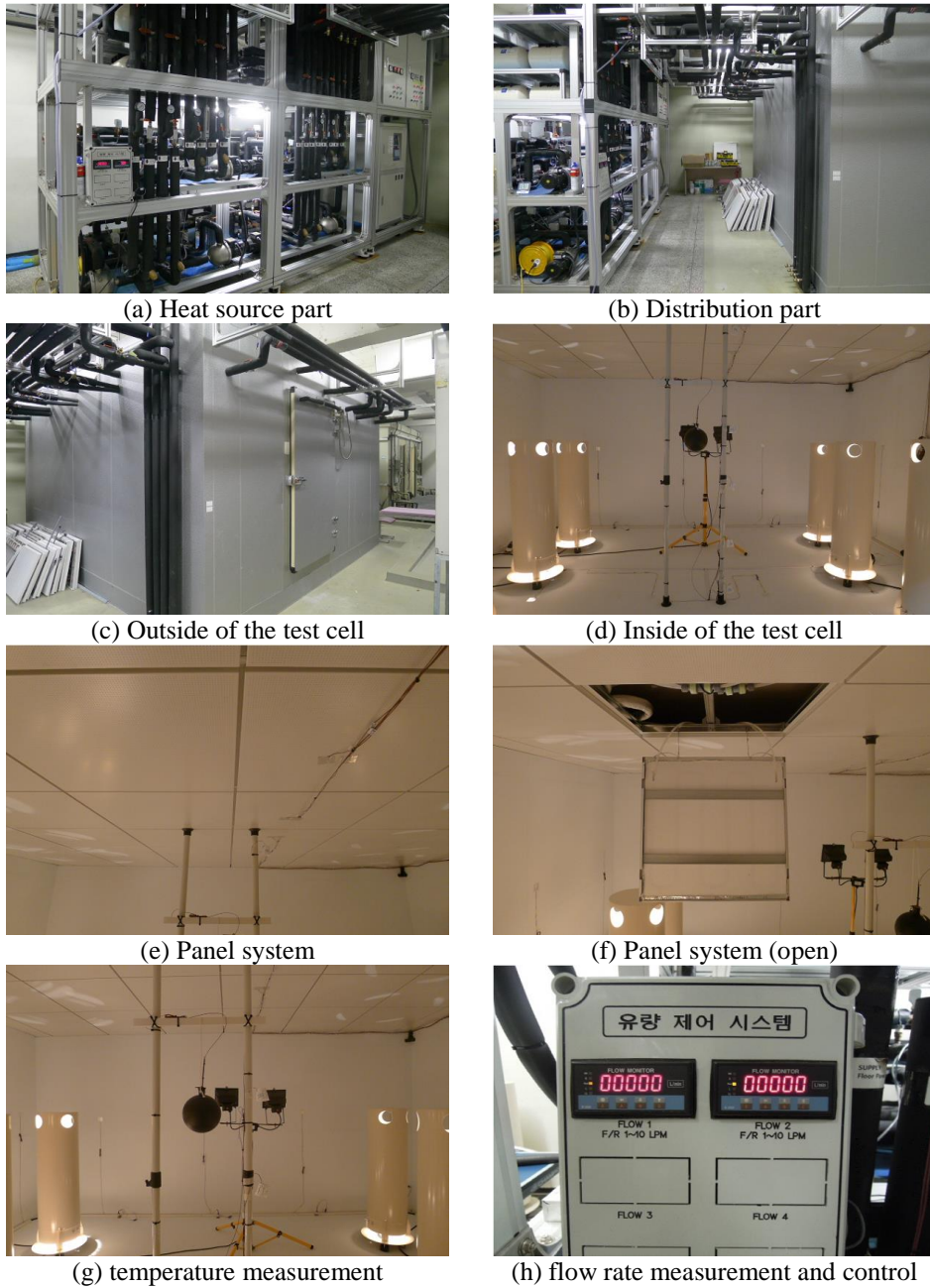


Fig. 3.17 Description of a test cell⁴⁸

48 Ibid., p.273.

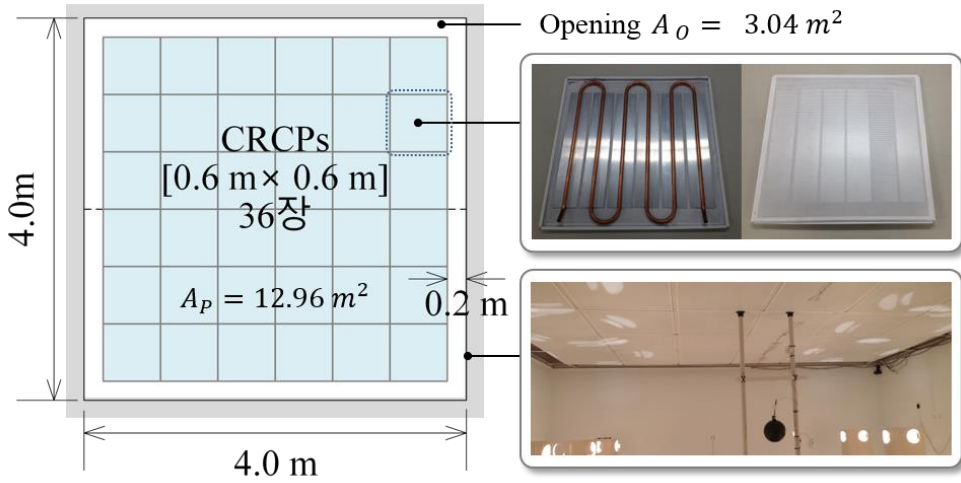


Fig. 3.18 Installation of CRCPs in the test cell

Table 3.4 Cases of experiments for verification of a simulation model

No.	Activated bulbs (ea)	Cooling load $Q_s^{1)}$ (W)	Cooling water flow rate \dot{m}_w (lpm) (g/s)		Supply water temperature $\theta_{w,s}$ (°C)	Predicted cooling water temp. rise $\Delta\theta_w^{2)}$ (K)	Predicted return water temperature $\theta_{w,r}^{3)}$ (°C)
1	24	1409.76	7.00	117	13.00	2.89	15.89
2	16	939.84	7.00	117	15.00	1.93	16.93
3	8	469.92	7.00	117	17.00	0.96	17.96

Notes:

1) $Q_s = Q_{bulb} \times \text{Activated bulbs}$, where a power of a bulb Q_{bulb} is 58.78 W

2) $\Delta\theta_w = Q_s / (c_w \cdot \dot{m}_w)$ where $c_w = 4.18 \text{ J/(gK)}$

3) $\theta_{w,r} = \theta_{w,s} + \Delta\theta_w$

Table 3.5는 실험 결과를 정리한 것으로, 측정된 표면 온도 값을 시뮬레이션 경계 조건으로 입력하여 계산을 실시, 결과로 산출된 값을 실험 측정치와 비교하였다.

Table 3.5 Results of experiments

Result of measurements			No.1	No.2	No.3	Index	
Heating capacity of dummy	Q_s	(W)	1409.76	939.84	469.92	I ²⁾	
Cooling water flow rate	\dot{m}_w	(g/s)	123	117	114		
Temperature	Water inlet	$\theta_{w,s}$	(°C)	13.25	15.10	17.13	
	Water outlet	$\theta_{w,r}$	(°C)	15.98	17.10	18.13	
	CRCPs surface temp.	$\theta_{s,l}$	(°C)	15.83	16.97	18.38	I
	Surface wall 1	θ_1	(°C)	25.72	25.03	24.71	I
	Surface wall 2	θ_2	(°C)	25.59	25.09	24.63	I
	Surface wall 3	θ_3	(°C)	25.67	24.90	24.67	I
	Surface wall 4	θ_4	(°C)	25.35	25.12	24.45	I
	Surface floor	θ_F	(°C)	25.64	24.83	24.22	I
	Surface ceiling	θ_C	(°C)	24.71	24.35	24.37	I
	Globe	θ_g	(°C)	25.28	24.19	23.39	O ³⁾
	Air – 0.1 m	$\theta_{a,0.1}$	(°C)	25.82	24.65	23.76	O
	Air – 0.4 m	$\theta_{a,0.4}$	(°C)	25.83	24.65	23.66	O
	Air – 0.8 m	$\theta_{a,0.8}$	(°C)	24.83	24.20	23.82	O
	Air – 1.1 m	$\theta_{a,1.1}$	(°C)	25.73	24.52	23.63	O
	Air – 1.7 m	$\theta_{a,1.7}$	(°C)	25.62	24.39	23.46	O
	Air – Plenum	$\theta_{a,plenum}$	(°C)	24.50	23.99	23.58	O
Calculation from measurements							
Heat removal by CRCPs ¹⁾	Q_P	(W)	1398.49	972.26	476.52	O	
Water temperature rise	$\Delta\theta_w$	(K)	2.73	1.99	1.00		
Average water temperature	θ_w	(°C)	14.61	16.10	17.63		
Temp. difference between $\theta_{a,1.1}$ and θ_w	$\Delta\theta$	(K)	10.68	8.04	5.75		

Notes:

1) $Q_P = c_w \cdot \dot{m}_w \cdot \Delta\theta_w$ where $c_w = 4.18 \text{ J/(gK)}$

2) I : Value used as CFD boundary condition

3) O : Value compared with CFD analysis results

● Limits of error :

- T-type thermocouple : $\pm 0.5 \text{ K}$ or 0.4%
- Flowmeter : $\pm 0.1 \text{ lpm}$ or 1.0%

Table 3.6 Comparison between experiment results and simulation results

No.1				Measured value	Expected value ¹⁾		Simulation result
Temperature	Globe	θ_g	(°C)	25.28	24.78	~ 25.78	24.88
	Air – 0.1 m	$\theta_{a,0.1}$	(°C)	25.82	25.32	~ 26.32	25.55
	Air – 0.4 m	$\theta_{a,0.4}$	(°C)	25.83	25.33	~ 26.33	25.75
	Air – 0.8 m	$\theta_{a,0.8}$	(°C)	25.42	24.92	~ 25.92	25.91
	Air – 1.1 m	$\theta_{a,1.1}$	(°C)	25.73	25.23	~ 26.23	25.76
	Air – 1.7 m	$\theta_{a,1.7}$	(°C)	25.62	25.12	~ 26.12	25.94
	Air – Plenum	$\theta_{a,plenum}$	(°C)	24.50	24.00	~ 25.00	24.83
Heat removal by CRCPs ¹⁾		Q_P	(W)	1398.49	1379.46	~ 1417.52	1409.08
No.2				Measured value	Expected value		Simulation result
Temperature	Globe	θ_g	(°C)	24.19	23.69	~ 24.69	23.96
	Air – 0.1 m	$\theta_{a,0.1}$	(°C)	24.65	24.15	~ 25.15	24.42
	Air – 0.4 m	$\theta_{a,0.4}$	(°C)	24.65	24.15	~ 25.15	24.43
	Air – 0.8 m	$\theta_{a,0.8}$	(°C)	24.20	23.70	~ 24.70	24.41
	Air – 1.1 m	$\theta_{a,1.1}$	(°C)	24.52	24.02	~ 25.02	24.73
	Air – 1.7 m	$\theta_{a,1.7}$	(°C)	24.39	23.89	~ 24.89	24.37
	Air – Plenum	$\theta_{a,plenum}$	(°C)	23.99	23.49	~ 24.49	24.06
Heat removal by CRCPs ¹⁾		Q_P	(W)	972.26	958.37	~ 986.15	961.02
No.3				Measured value	Expected value		Simulation result
Temperature	Globe	θ_g	(°C)	23.39	22.89	~ 23.89	23.58
	Air – 0.1 m	$\theta_{a,0.1}$	(°C)	23.76	23.26	~ 24.26	23.79
	Air – 0.4 m	$\theta_{a,0.4}$	(°C)	23.66	23.16	~ 24.16	23.77
	Air – 0.8 m	$\theta_{a,0.8}$	(°C)	23.82	23.32	~ 24.32	23.74
	Air – 1.1 m	$\theta_{a,1.1}$	(°C)	23.63	23.13	~ 24.13	23.77
	Air – 1.7 m	$\theta_{a,1.7}$	(°C)	23.46	22.96	~ 23.96	23.61
	Air – Plenum	$\theta_{a,plenum}$	(°C)	23.58	23.08	~ 24.08	23.55
Heat removal by CRCPs ¹⁾		Q_P	(W)	476.52	469.55	~ 483.49	470.18

Notes:

1) calculated from limits of error

- T-type thermocouple : ± 0.5 K or 0.4 %
- Flowmeter : ± 0.1 lpm or 1.0 %

실험 시 온도를 측정한 T 타입 써모커플은 ± 0.5 K의 오차 범위를 갖는다. 만일 측정된 공기의 온도가 a ° C라고 한다면 실제 공기의 온도는 $a - 0.5$ K \sim $a + 0.5$ K 범위 안에 있다. 또한 유량을 측정한 유량계의 오차범위는 ± 0.1 lpm이므로, 측정된 냉수의 유량이 b lpm이라면 실제 유량은 $b - 0.1$ lpm \sim $b + 0.1$ lpm 범위 안에 있다. 따라서 이러한 오차를 반영하면, 시뮬레이션 결과와 비교할 대상인 Table 3.5의 ‘O’로 표시된 측정치의 실제 값은 Table 3.6의 ‘Expected value’ 안에 있는 것이다. 시뮬레이션 결과가 이 범위 안에 속한다면 시뮬레이션 모델은 실제를 잘 모사하고 있다고 할 수 있다.

Table 3.6의 ‘Simulation result’을 살펴보면 전 항목에서 ‘Expected value’ 안에 속하고 있다. 따라서 본 연구에서 개발한 시뮬레이션 모델은 실제를 잘 모사하고 있으며, 시뮬레이션의 결과값은 정확하다고 할 수 있다. 또한 패널 표면 온도 $\theta_{s,l}$ 와 평균 냉수 온도 θ_w 와의 차가 0.75, 0.87, 1.22 K로 3.3.2.2절에서 안전율까지 감안하여 가정하였던 2 K 보다 작아 이러한 가정이 타당함을 확인할 수 있다. 이러한 검증 결과를 근거로, 4장에서는 본 장에서 구축한 시뮬레이션 모델을 활용하여 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 곡선을 도출하도록 한다.

3.4. 소 결

본 장에서는 패널의 냉방 용량을 냉방 용량 곡선의 형태로 기술하기로 결정하였고, 폐쇄형과 개방형의 설치 타입 간에 냉방 용량 곡선의 관계를 정량적으로 나타낼 수 있는 계수를 도출하였다. 이 계수에 영향을 미치는 것은 개방부를 통한 공기의 이동이며, 이 공기의 이동은 개방부의 형상에 따라 달라지므로, 개방부의 형상을 일반화하여 형상 요소로 나타내었다. 계수와 형상 요소의 관계를 분석하기 위해서는 다양한 패널 배치 케이스에 대한 냉방 용량 곡선을 시뮬레이션을 통해 도출해야 함으로, 기존의 실험 방법을 준용하여 냉방 용량 곡선 도출을 위한 시뮬레이션 모델을 구축하였다. 본 장의 내용을 요약하면 다음과 같다.

- (1) 패널의 설치 형태로 인해 냉방 용량이 달라진다는 것은 냉방 용량 곡선이 달라진다는 것으로, 즉 냉방 용량 곡선의 특성 계수와 특성 지수가 달라진다는 것이다. 만일 이 변화를 분석하여 경향성을 파악한다면 폐쇄형의 냉방 용량 곡선으로부터 개방형의 냉방 용량 곡선을 예측할 수 있다. 따라서 개방형의 특성 계수를 폐쇄형의 특성 계수로 나누어 특성 계수의 관계를 나타내는 c_k 와 마찬가지로 특성 지수의 관계를 나타내는 c_n 을 정의하여 패널의 설치 형태와 패널 배치에 따른 이들의 변화를 분석하고자 한다.

(2) 개방부를 통한 공기의 이동은 개방부의 형상에 의해 달라지므로, 결국 개방부의 형상이 냉방 용량에 미치는 영향이 크다고 할 수 있다. 따라서 개방부를 정확히 정의하고, 개방부의 형상을 분류하고 일반화하여, 개방형 천장 냉방 패널의 냉방 용량 분석 시 개방부의 형상을 고려할 필요가 있다. 개방형 천장 복사 냉방 패널의 개방부는 패널의 페리미터에서부터 벽까지, 또는 패널과 패널 사이에 막히지 않고 뚫려 있는 부분으로 정의하고, 개방부의 형상은 크기와 모양으로 분류하였다.

(3) 개방부의 형상 중 크기는 관의 단면적과 같은 개념인 개방부의 단면적으로 정량화 할 수 있다. 개방부의 단면적은 패널의 면적과 공간의 바닥면적과의 관계에 의해 정해지는 값으로 개방부의 면적을 바닥 면적과 패널의 면적과의 비율로 무차원화하였다. 개방부의 형상 중 모양은 직관에서 관의 모양을 고려하기 위해 수력학적 직경을 이용했던 것을 응용하여 개방부의 모양에 대해서도 둘레길이와 면적과의 관계로 수력학적 직경을 정의하였으며, 하강기류와 상승기류가 접하는 둘레길이, 하강기류만 접하는 둘레길이의 두 가지로 정의된 개방부의 둘레길이에 따라 수력학적 직경도 두 가지로 정의하였다. 이에 따라, 개방부의 형상 요소는 다음의 네 가지로 분류 도출하였다.

- AR_F (Opening -floor area ratio)
- AR_P (Opening - panel area ratio)

-
- HD_{PW} (Hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and sum of panel and wall perimeters)
 - HD_P (Hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and panel perimeter)

(4) 본 연구의 경우는 실험 방법을 시뮬레이션으로 구현하여 분석하는 것이 유리하므로, 공기 이동과 복사 열전달을 잘 해석할 수 있는 STAR-CCM+ 프로그램을 선정하여 연구를 수행하고자 한다. 시뮬레이션을 활용하여 냉방 용량 곡선을 도출하기 위해 필요한 결과와 도출 방법을 정립하고, 실험 방법으로부터 경계 조건을 준용하여 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 개발한 모델의 계산 결과가 실험의 측정치와 유사하여 시뮬레이션 모델은 실제를 잘 모사하고 있으므로 본 장에서 구축한 시뮬레이션 모델을 활용하여 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량 곡선을 도출하고자 한다.

제 4 장

개방형 천장 복사 패널의 냉방 용량 곡선 도출

- 4.1 시뮬레이션을 위한 형상 요소 조건
 - 4.2 시뮬레이션 케이스
 - 4.3 시뮬레이션 결과
 - 4.4 소 결
-

3.2.2절에서는 개방부의 형상에 따른 패널의 냉방 용량의 변화를 시뮬레이션으로 분석하기 위해 개방부의 면적과 둘레길이를 일반화한 형상 요소 네 가지를 도출하였다. 이 형상 요소 네 가지는 시뮬레이션의 조작 변인이 되며, 시뮬레이션 결과 도출되는 냉방 용량 곡선이 종속 변인이 되는 것이다.

본 장에서는 우선 시뮬레이션의 조작 변인인 형상 요소의 조건을 설정하여 그로부터 다양한 패널 배치의 시뮬레이션 케이스를 구성하였다. 그 다음으로 3장에서 구축한 시뮬레이션 모델을 활용하여 각 케이스를 모델링한 후, 시뮬레이션을 수행, 그 결과로부터 설치 형태와 패널 배치에 따른 냉방 용량 곡선을 도출하였다. 형상 요소에 따라 냉방 용량 곡선이 달라지는 경향을 비교하여 각 형상 요소가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향을 분석하였다.

4.1. 시뮬레이션을 위한 형상 요소 조건

본 절에서는 시뮬레이션을 위한 조작 변인인 형상 요소 조건을 결정하여 다양한 패널의 배치에 대한 분석이 가능하도록 형상 요소 조건을 구성하였다.

우선 패널의 배치 중 가장 단순한 형태인 패널을 모두 하나로 붙여 설치한 정사각형 혹은 직사각형 모양의 패널을 기본으로 하여 개방부 면적 관련 형상 요소인 AR_F (및 AR_P)를 먼저 결정한 후, 동일한 개방부 면적과 패널 면적에 대하여 패널을 분절, 배치를 달리함으로써 개방부 둘레길이 관련 형상 요소인 HD_{PW} , HD_P 값을 다양하게 변화시켜 분석 케이스를 설정하였다.

4.1.1. AR_F 에 따른 패널 면적과 개방부 면적

형상 요소 AR_F (및 AR_P)는 다음의 과정을 거쳐 결정하였다.

- (1) 실에 설치하는 천장 패널의 최소 면적을 바닥 면적의 25 %으로 결정하였다. 이에 따라 시뮬레이션 케이스 중 가장 작은 천장 패널의 면적 A_P 는 $0.25A_F$ 이며, 이 때 개방부의 면적 A_O 는 $0.75A_F$ 로 케이스 중 가장 넓은 면적이 된다. 따라서 AR_F 값 0.75은 모든 시뮬레이션 케이스 중 가장 큰 값이므로 이로부터 최대 AR_F 을 결정하였다. (Fig. 4.1의 ◆)
- (2) 기존 CRCPS 제품의 단위 길이인 0.6 m의 배수이면서, 실의 한 변 길이가 4 m의 절반보다 큰 값인 2.4 m, 3.0 m, 3.6 m를 정사각형 패널의

한 변 길이로 하는 케이스를 설정하였다. 각 케이스 별로 (A_p, A_o)는 ($5.76 \text{ m}^2, 10.24 \text{ m}^2$), ($9.00 \text{ m}^2, 7.00 \text{ m}^2$), ($12.96 \text{ m}^2, 3.04 \text{ m}^2$)이므로 AR_F 는 0.64, 0.4375, 0.19이다. (Fig. 4.1의 ▲)

(3) (1)과 (2)에서 도출된 AR_F 값 0.19, 0.4375, 0.64, 0.75 사이사이에 인접 AR_F 간의 차이가 약 0.1 이하가 될 수 있도록 10^{-1} order of magnitude⁴⁹의 AR_F 값 0.1, 0.3, 0.4, 0.5을 추가한다. (Fig. 4.1의 ■)

(4) 인접 AR_F 값 간의 차이를 좀더 줄이고, 결과값을 상세히 분석하기 위하여 임의의 AR_F 값 0.0975, 0.24, 0.325, 0.595, 네 가지를 더 설정하였다. AR_F 값 0.0975는 패널 한 변의 길이를 3.8 m로 하는 정사각형의 패널을 실의 중앙에 설치한 경우로부터 도출하였다. AR_F 값 0.24는 가로 3.8 m, 세로 3.2 m의 직사각형의 패널을 설치한 경우, AR_F 값 0.325는 가로 3.0 m, 세로 3.6 m의 직사각형의 패널을 설치한 경우, AR_F 값 0.595는 가로 2.4 m, 세로 2.7 m의 직사각형 패널을 설치한 경우로부터 도출하였다. (Fig. 4.1의 ●)

(5) 위에서 도출된 AR_F 값을 크기 순으로 나열하여 가장 큰 값 0.75를 A 케이스로 하고 작아지는 순서대로 Fig. 4.1와 같이 알파벳 인덱스를 부여하였다.

각 케이스 별 기본 패널 배치와 패널 면적, 개방부 면적, 형상 요소 AR_F 와 AR_p 는 Fig. 4.2와 같다.

49 ‘크기의 정도’로 해석할 수 있겠으나 정확한 의미 전달을 위하여 영문을 그대로 사용하기로 한다.

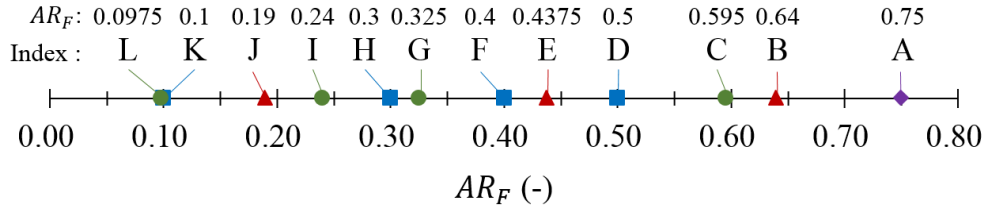


Fig. 4.1 Values of AR_F for simulations

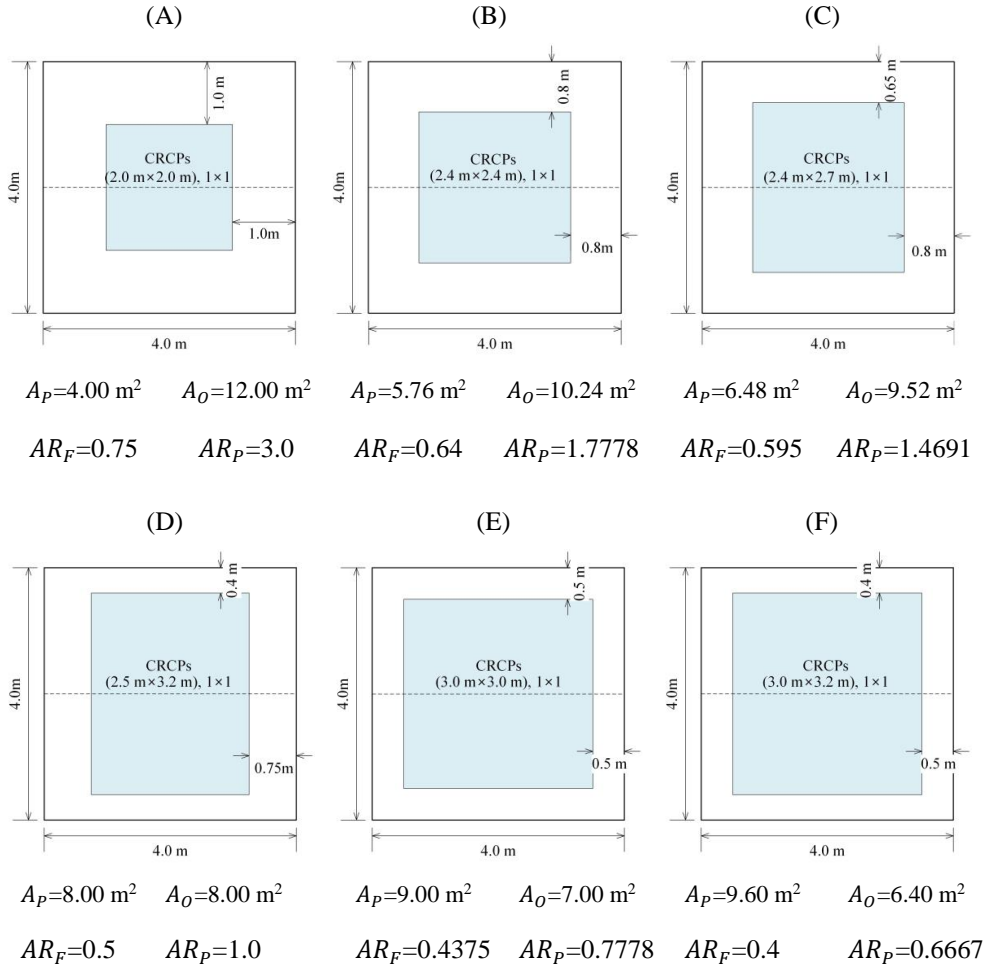
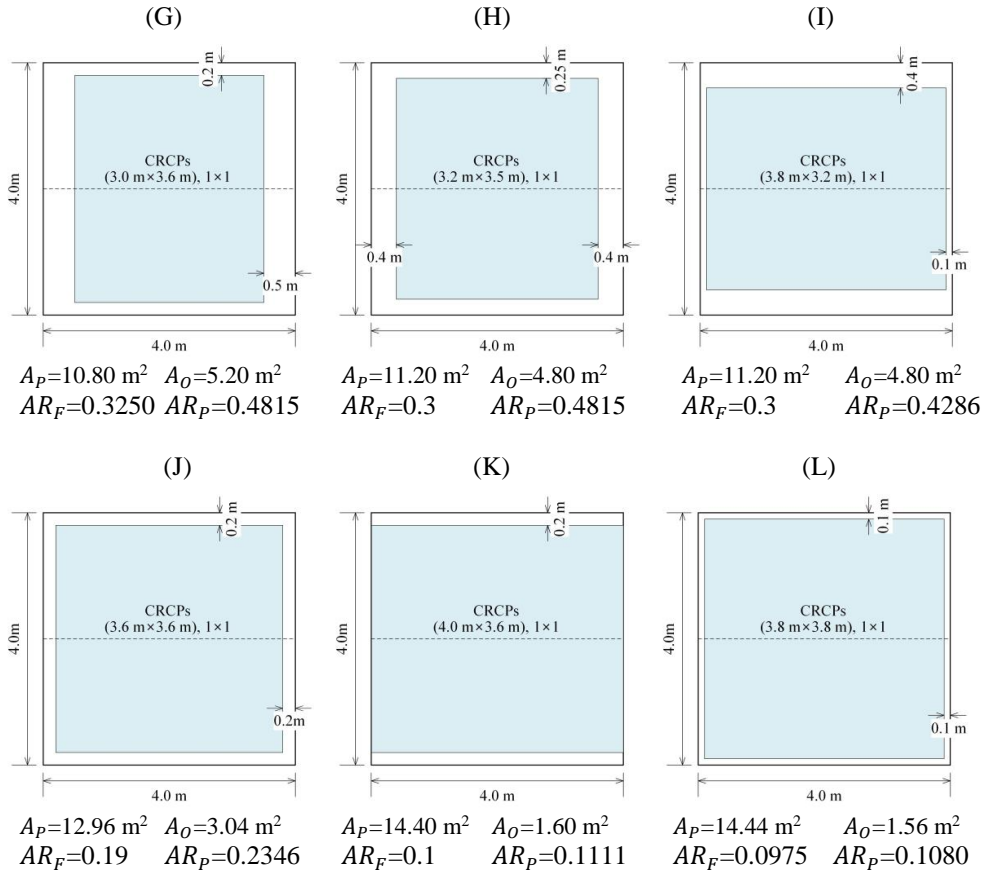


Fig. 4.2 Basic cases according to AR_F

Fig. 4.2 Basic cases according to AR_F (continued)

4.1.2. 패널의 배치에 따른 HD_{PW} , HD_P

3.2.2절에서 언급된 바와 같이 패널의 면적이 같더라도 패널을 나누어 배치하면 개방부의 둘레길이가 증가한다. 동일한 개방부 면적과 패널 면적에 대하여 패널을 분절하고 배치를 달리함으로써 다양한 HD_{PW} , HD_P 값을 갖도록 케이스를 분화하였다. 패널을 분절, 배치할 때는 실의 중앙을 중심으로 대칭을 이루도록 패널을 설치하여 실험하도록 하는 실험 방법을 따라 실의 symmetry plane을 중심으로 대칭을 이루도록 하였다.

패널 제품의 가로·세로 길이나 실내 공간 길이의 order of magnitude가 10^{-2} m 임을 참고하여 패널의 길이나 개방부의 길이도 10^{-2} m order of magnitude 이상이 되도록 설정하였다. 다만 실의 중심으로 대칭을 이루도록 패널을 배치하는 조건을 만족시키기 위하여 개방부 길이의 order of magnitude가 10^{-3} m 가 되는 경우는 예외로 두어 케이스에 포함하였다.

4.2. 시뮬레이션 케이스

4.1절에서 설정된 형상 요소의 값으로 구성된 시뮬레이션 케이스는 총 74개로, Table 4.1 ~ Table 4.12와 같다.

Table 4.1 CRCPs layout and opening figuration parameters of case A*

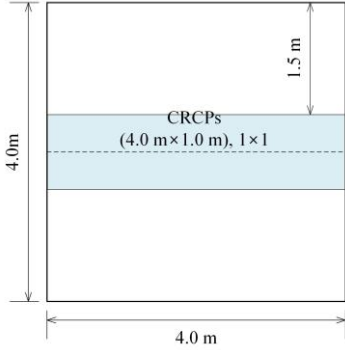
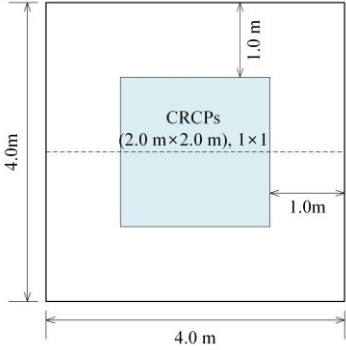
CASE A		
	$A_p = 4.00 \text{ m}^2$	$A_o = 12.00 \text{ m}^2$
	$VR_F = 0.750$	$VR_P = 3.000$
Index	Aa	Ab
		
P_p [m]	8.00	8.00
P_o [m]	22.00	24.00
HD_p [m]	6.000	6.000
HD_o [m]	2.182	2.000

Table 4.1 CRCPs layout and opening figuration parameters of case A*(continued)

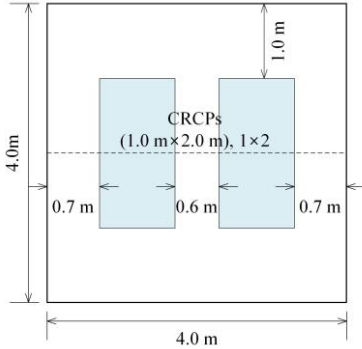
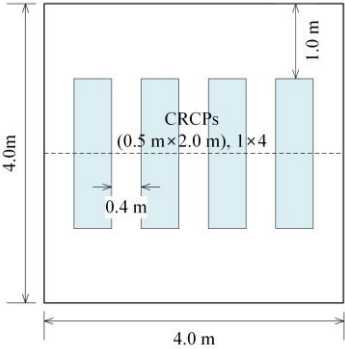
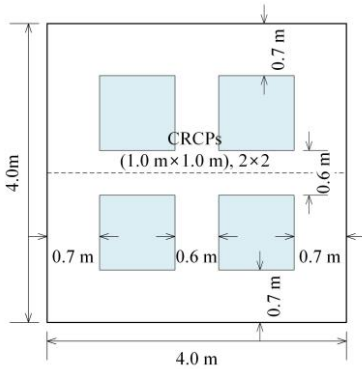
CASE A		
Index	Ac	Ad
		
P_p [m]	12.00	20.00
P_o [m]	28.00	36.00
HD_p [m]	4.000	2.400
HD_o [m]	1.714	1.333
Index	Ae	
		
P_p [m]	16.00	
P_o [m]	32.00	
HD_p [m]	3.000	
HD_o [m]	1.500	

Table 4.2 CRCPs layout and opening figuration parameters of case B*

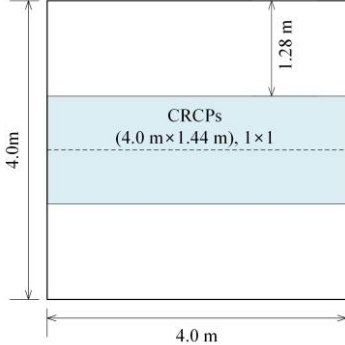
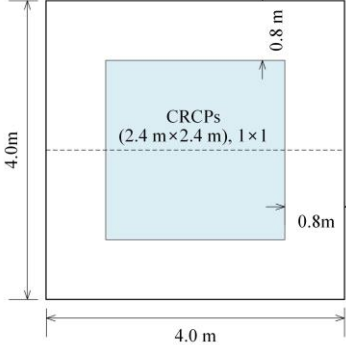
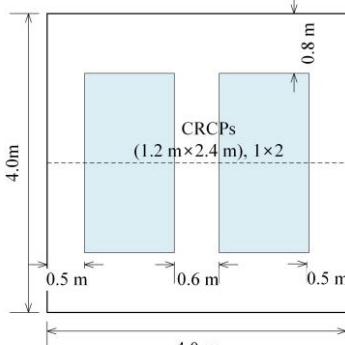
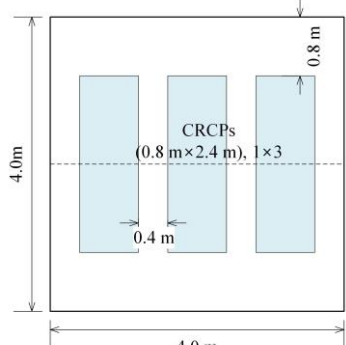
CASE B		
	$A_p = 5.76 \text{ m}^2$	$A_o = 10.24 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.64$	$AR_p = 1.778$
Index	Ba	Bb
		
P_p [m]	8.00	9.60
P_{PW} [m]	21.12	25.60
HD_p [m]	5.120	4.267
HD_{PW} [m]	1.939	1.600
Index	Bc	Bd
		
P_p [m]	14.40	19.20
P_{PW} [m]	30.40	35.20
HD_p [m]	2.844	2.133
HD_{PW} [m]	1.347	1.164

Table 4.2 CRCPs layout and opening figuration parameters of case B*(continued)

CASE B		
Index	Bc	Bf
P_p [m]	24.00	19.20
P_{PW} [m]	40.00	35.20
HD_p [m]	1.707	2.133
HD_{PW} [m]	1.024	1.164
Index	Bg	
P_p [m]	28.80	
P_{PW} [m]	44.80	
HD_p [m]	1.422	
HD_{PW} [m]	0.914	

Table 4.3 CRCPs layout and opening figuration parameters of case C*

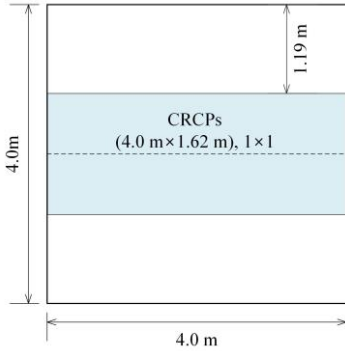
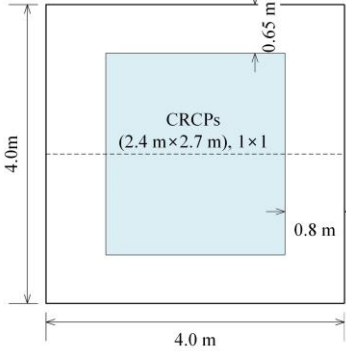
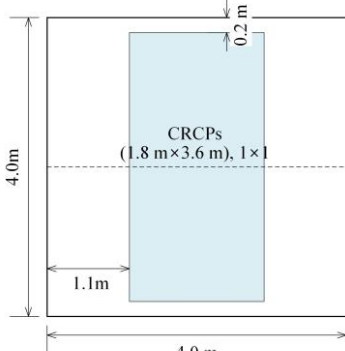
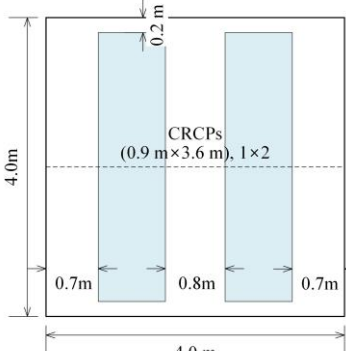
CASE C		
	$A_p = 6.48 \text{ m}^2$	$A_o = 9.52 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.595$	$AR_p = 1.469$
Index	Ca	Cb
		
P_p [m]	8.00	10.20
P_{PW} [m]	20.76	26.20
HD_p [m]	4.760	3.733
HD_{PW} [m]	1.834	1.453
Index	Cc	Cd
		
P_p [m]	10.80	18.00
P_{PW} [m]	26.80	34.00
HD_p [m]	3.526	2.116
HD_{PW} [m]	1.421	1.120

Table 4.3 CRCPs layout and opening figuration parameters of case C*(continued)

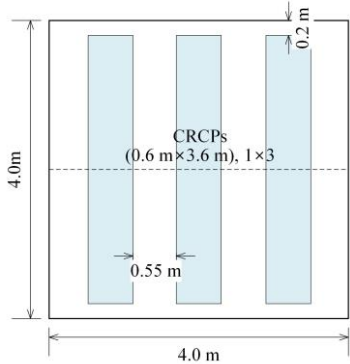
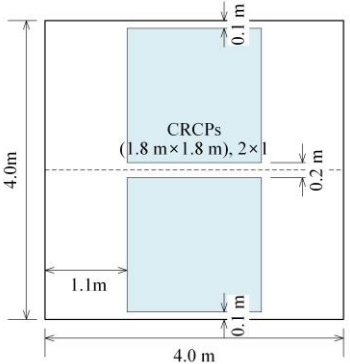
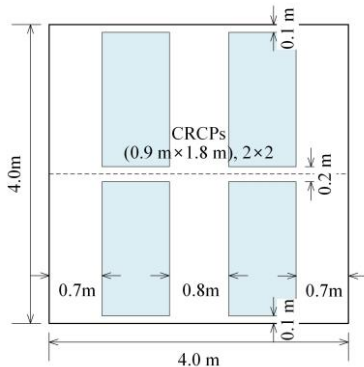
CASE C		
Index	Ce	Cf
		
P_p [m]	25.20	14.40
P_{PW} [m]	41.20	30.40
HD_p [m]	1.511	2.644
HD_{PW} [m]	0.924	1.253
Index	Cg	
		
P_p [m]	21.60	
P_{PW} [m]	37.60	
HD_p [m]	1.763	
HD_{PW} [m]	1.013	

Table 4.4 CRCPs layout and opening figuration parameters of case D*

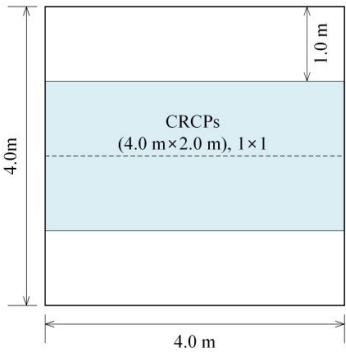
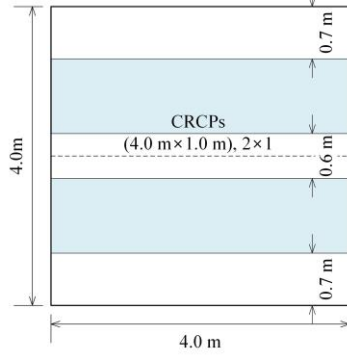
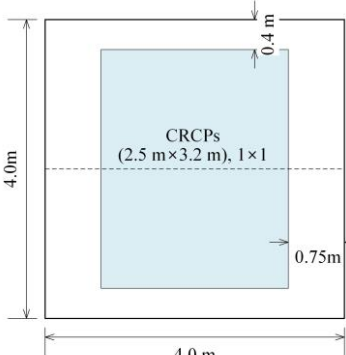
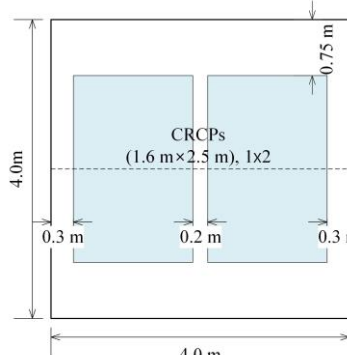
CASE D		
	$A_p = 8.00 \text{ m}^2$	$A_o = 8.00 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.50$	$AR_p = 1.000$
Index	Da	Db
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{PW} [m]	20.00	28.00
HD_p [m]	4.000	2.000
HD_{PW} [m]	1.600	1.143
Index	Dc	Dd
		
P_p [m]	11.40	16.40
P_{PW} [m]	27.40	32.40
HD_p [m]	2.807	1.951
HD_{PW} [m]	1.168	0.988

Table 4.4 CRCPs layout and opening figuration parameters of case D*(continued)

CASE D	
Index	De
P_p [m]	22.80
P_{pW} [m]	38.80
HD_p [m]	1.404
HD_{pW} [m]	0.825

Table 4.5 CRCPs layout and opening figuration parameters of case E*

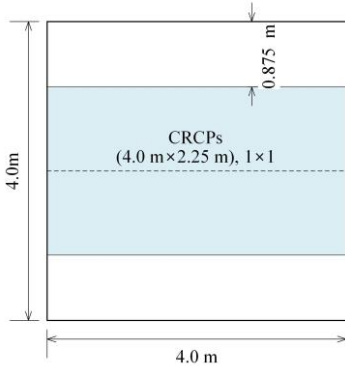
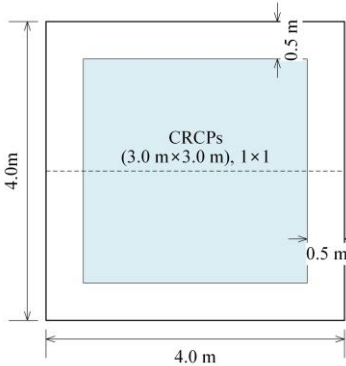
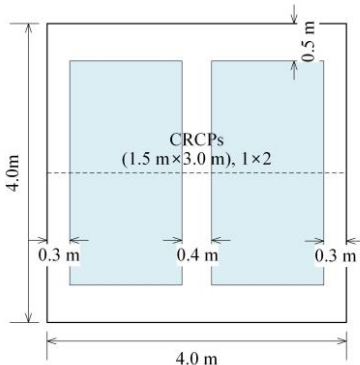
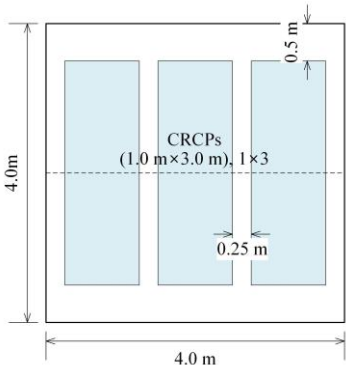
CASE E		
	$A_p = 9.00 \text{ m}^2$	$A_o = 7.00 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.4375$	$AR_p = 0.778$
Index	Ea	Eb
		
P_p [m]	8.00	12.00
P_{PW} [m]	19.20	28.00
HD_p [m]	3.500	2.333
HD_{PW} [m]	1.458	1.000
Index	Ec	Ed
		
P_p [m]	18.00	24.00
P_{PW} [m]	34.00	40.00
HD_p [m]	1.556	1.167
HD_{PW} [m]	0.824	0.700

Table 4.5 CRCPs layout and opening figuration parameters of case E*(continued)

CASE E		
Index	Ee	Ef
P_p [m]	36.00	24.00
P_{pW} [m]	52.00	40.00
HD_p [m]	0.778	1.167
HD_{pW} [m]	0.538	0.700
Index	Eg	
P_p [m]	42.00	
P_{pW} [m]	58.00	
HD_p [m]	0.667	
HD_{pW} [m]	0.483	

Table 4.6 CRCPs layout and opening figuration parameters of case F*

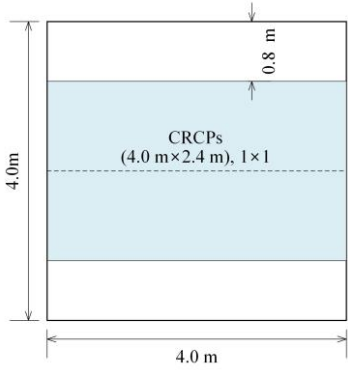
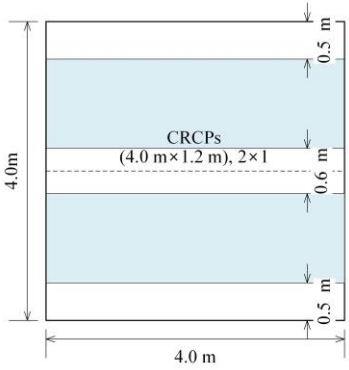
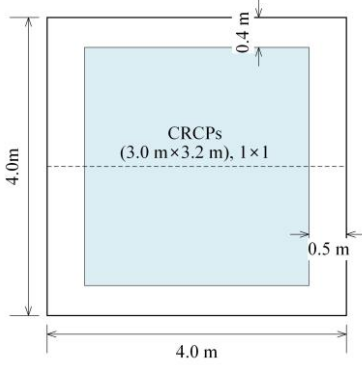
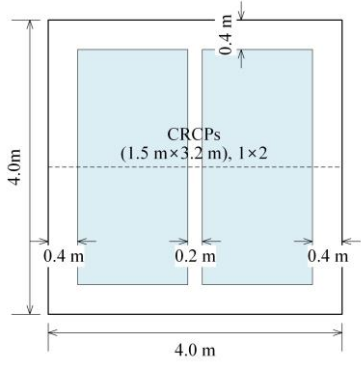
CASE F		
	$A_p = 9.60 \text{ m}^2$	$A_o = 6.40 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.4$	$AR_p = 0.667$
Index	Fa	Fb
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{pW} [m]	17.06	27.20
HD_p [m]	3.200	1.600
HD_{pW} [m]	1.455	0.941
Index	Fc	Fd
		
P_p [m]	12.40	18.80
P_{pW} [m]	28.40	34.80
HD_p [m]	2.065	1.362
HD_{pW} [m]	0.901	0.736

Table 4.6 CRCPs layout and opening figuration parameters of case F*(continued)

CASE F		
Index	Fe	Ff
	<p>CRCPs (1.0 m×3.2 m), 1×3</p> <p>0.25 m</p> <p>4.0 m</p>	<p>CRCPs (0.6 m×3.2 m), 1×5</p> <p>0.1 m 0.2 m 0.2 m 0.2 m 0.2 m 0.1 m</p> <p>4.0 m</p>
P_p [m]	25.20	38.00
P_{PW} [m]	41.20	54.00
HD_p [m]	1.016	0.674
HD_{PW} [m]	0.621	0.474
Index	Fg	Fh
	<p>CRCPs (1.6 m×3.0 m), 1×2</p> <p>0.3 m 0.2 m 0.3 m</p> <p>4.0 m</p>	<p>CRCPs (1.5 m×1.6 m), 2×2</p> <p>0.4 m 0.2 m 0.4 m</p> <p>4.0 m</p>
P_p [m]	18.40	24.80
P_{PW} [m]	34.40	40.80
HD_p [m]	1.391	1.032
HD_{PW} [m]	0.744	0.627

Table 4.7 CRCPs layout and opening figuration parameters of case G*

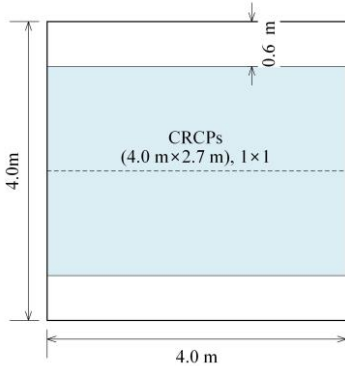
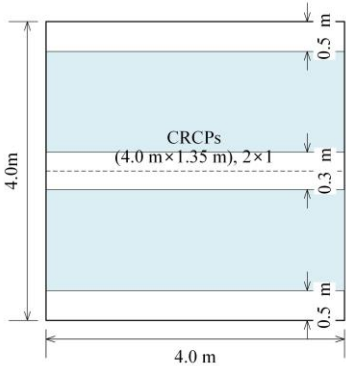
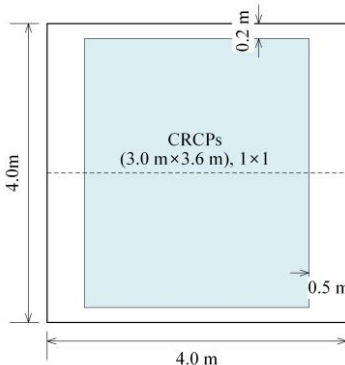
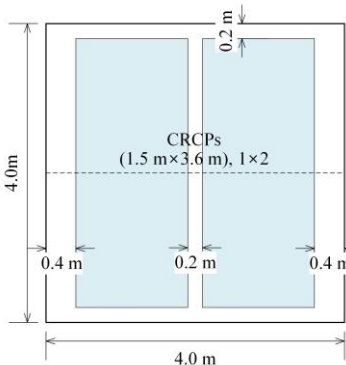
CASE G		
	$A_p = 10.80 \text{ m}^2$	$A_o = 5.20 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.325$	$AR_p = 0.481$
Index	Ga	Gb
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{PW} [m]	18.40	26.60
HD_p [m]	2.600	1.300
HD_{PW} [m]	1.130	0.782
Index	Gc	Gd
		
P_p [m]	13.20	20.40
P_{PW} [m]	29.20	36.40
HD_p [m]	1.576	1.020
HD_{PW} [m]	0.712	0.571

Table 4.7 CRCPs layout and opening figuration parameters of case G*(continued)

CASE G		
Index	Ge	Gf
P_p [m]	42.00	25.20
P_{PW} [m]	58.00	41.20
HD_p [m]	0.495	0.825
HD_{PW} [m]	0.359	0.505
Index	Gg	Gh
P_p [m]	31.20	26.40
P_{PW} [m]	47.20	42.40
HD_p [m]	0.667	0.788
HD_{PW} [m]	0.441	0.491

Table 4.8 CRCPs layout and opening figuration parameters of case H*

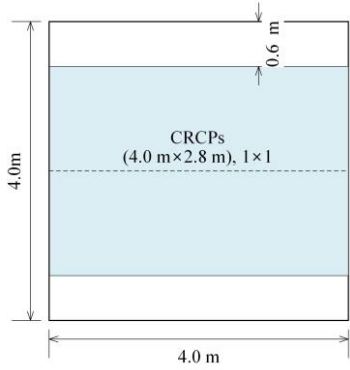
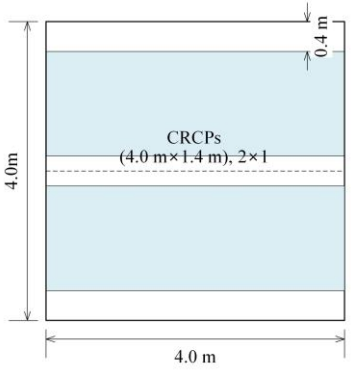
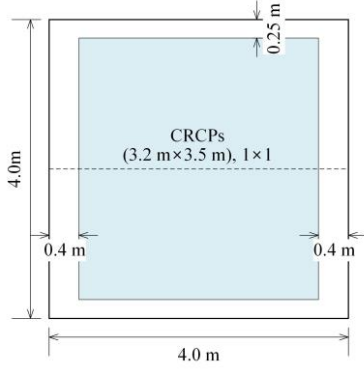
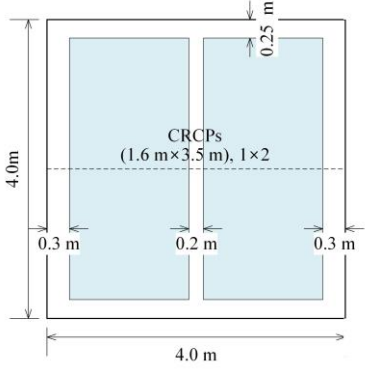
CASE H		
	$A_p = 11.20 \text{ m}^2$	$A_o = 4.80 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.3$	$AR_p = 0.429$
Index	H _a	H _b
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{PW} [m]	18.40	26.40
HD_p [m]	2.400	1.200
HD_{PW} [m]	1.043	0.727
Index	H _c	H _d
		
P_p [m]	13.40	20.40
P_{PW} [m]	29.40	36.40
HD_p [m]	1.433	0.941
HD_{PW} [m]	0.653	0.527

Table 4.8 CRCPs layout and opening figuration parameters of case H*(continued)

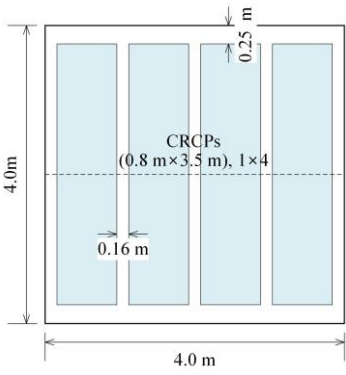
CASE H	
Index	He
	
P_p [m]	34.40
P_{pW} [m]	50.40
HD_p [m]	0.558
HD_{pW} [m]	0.381

Table 4.9 CRCPs layout and opening figuration parameters of case I*

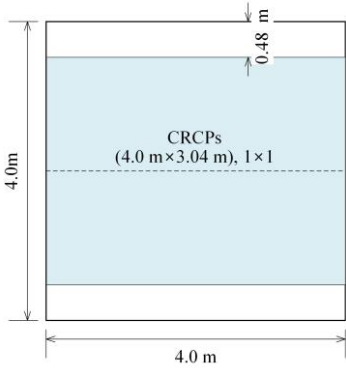
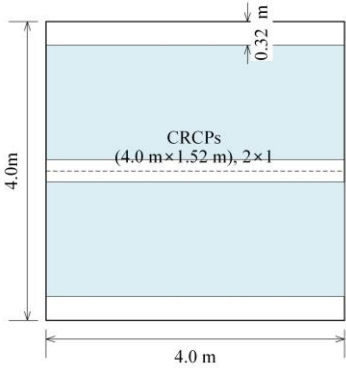
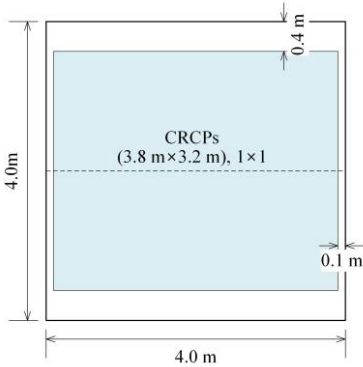
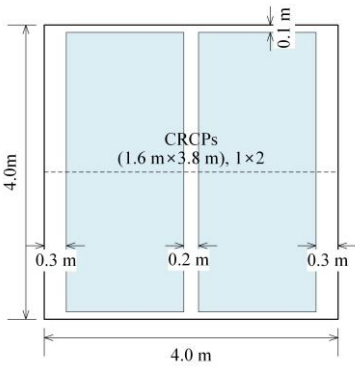
CASE I		
	$A_p = 12.16 \text{ m}^2$	$A_o = 3.84 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.24$	$AR_p = 0.316$
Index	Ia	Ib
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{PW} [m]	17.92	25.92
HD_p [m]	1.920	0.960
HD_{PW} [m]	0.857	0.593
Index	Ic	Id
		
P_p [m]	14.00	21.60
P_{PW} [m]	30.00	37.60
HD_p [m]	1.097	0.711
HD_{PW} [m]	0.512	0.409

Table 4.9 CRCPs layout and opening figuration parameters of case I*(continued)

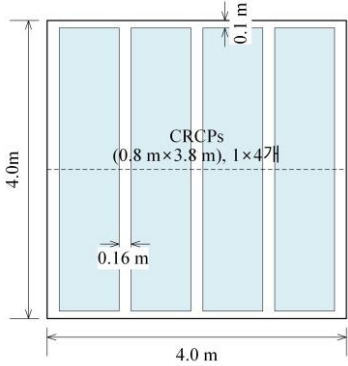
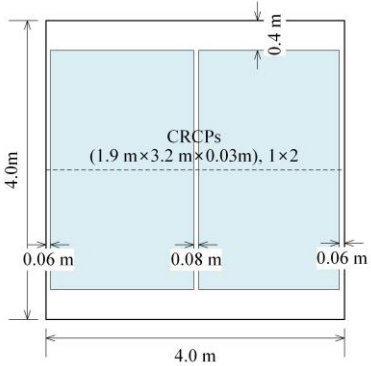
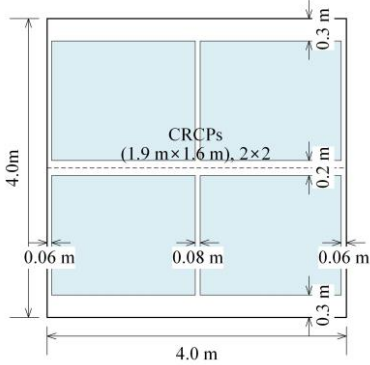
CASE I		
Index	Ie	If
	 <p>CRCPs (0.8 m×3.8 m), 1×4</p>	 <p>CRCPs (1.9 m×3.2 m×0.03m), 1×2</p>
P_p [m]	36.80	20.40
P_{pW} [m]	52.80	36.40
HD_p [m]	0.417	0.753
HD_{pW} [m]	0.291	0.422
Index	Ig	
	 <p>CRCPs (1.9 m×1.6 m), 2×2</p>	
P_p [m]	28.00	
P_{pW} [m]	44.00	
HD_p [m]	0.549	
HD_{pW} [m]	0.349	

Table 4.10 CRCPs layout and opening figuration parameters of case J*

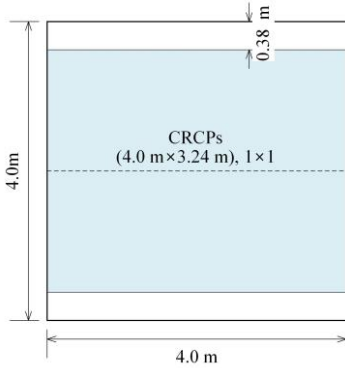
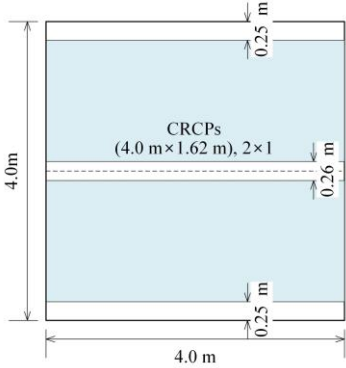
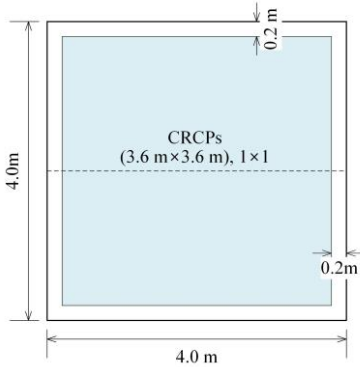
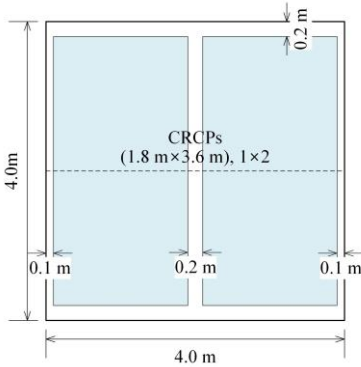
CASE J		
	$A_p = 12.96 \text{ m}^2$	$A_o = 3.04 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.19$	$AR_p = 0.235$
Index	Ja	Jb
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{PW} [m]	9.52	17.52
HD_p [m]	1.520	0.760
HD_{PW} [m]	1.277	0.694
Index	Jc	Jd
		
P_p [m]	14.40	21.60
P_{PW} [m]	30.40	37.60
HD_p [m]	0.844	0.563
HD_{PW} [m]	0.400	0.323

Table 4.10 CRCPs layout and opening figuration parameters of case J*(continued)

CASE J		
Index	Je	Jf
	<p>CRCPs (1.2 m×3.6 m), 1×3</p> <p>0.2 m</p> <p>0.1 m</p> <p>4.0 m</p>	<p>CRCPs (0.9 m×3.6 m), 1×4</p> <p>0.2 m</p> <p>0.08 m</p> <p>4.0 m</p>
P_p [m]	28.80	36.00
P_{pW} [m]	44.80	52.00
HD_p [m]	0.422	0.338
HD_{pW} [m]	0.271	0.234
Index	Jg	
	<p>CRCPs (1.8 m×1.8 m), 2×2</p> <p>0.1 m</p> <p>0.2 m</p> <p>0.1 m</p> <p>0.2 m</p> <p>0.1 m</p> <p>4.0 m</p>	
P_p [m]	28.80	
P_{pW} [m]	44.80	
HD_p [m]	0.422	
HD_{pW} [m]	0.271	

Table 4.11 CRCPs layout and opening figuration parameters of case K*

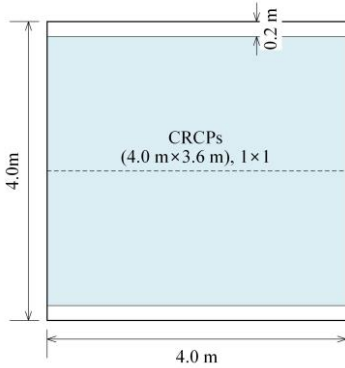
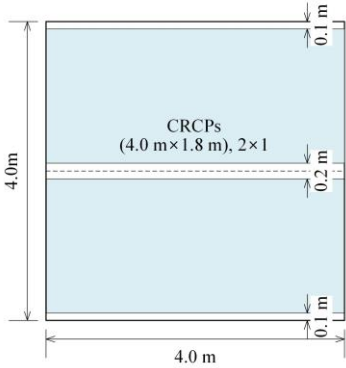
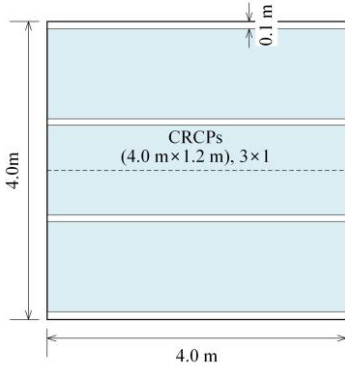
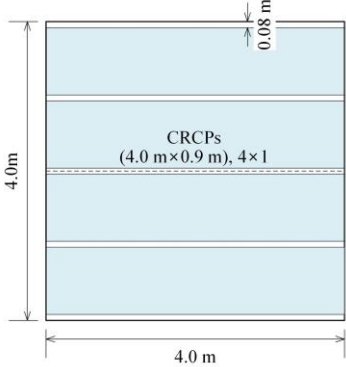
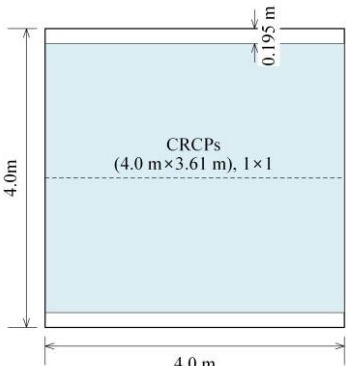
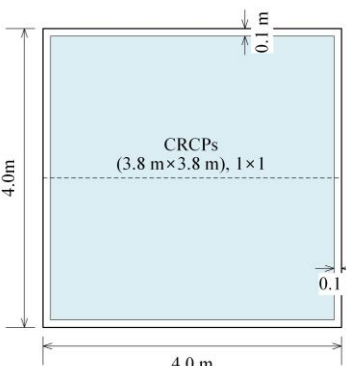
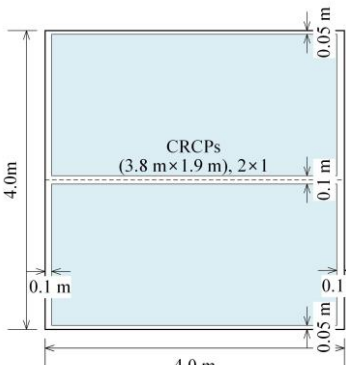
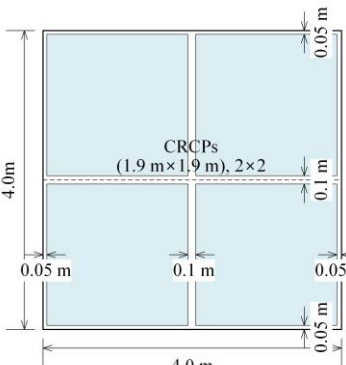
CASE K		
	$A_p = 14.40 \text{ m}^2$	$A_o = 1.60 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.1$	$AR_p = 0.111$
Index	Ka	Kb
		
P_p [m]	8.00	16.00
P_{pW} [m]	16.80	24.80
HD_p [m]	0.800	0.400
HD_{pW} [m]	0.381	0.258
Index	Kc	Kd
		
P_p [m]	24.00	32.00
P_{pW} [m]	32.80	40.80
HD_p [m]	0.267	0.200
HD_{pW} [m]	0.195	0.157

Table 4.12 CRCPs layout and opening figuration parameters of case L*

CASE L		
	$A_p = 14.44 \text{ m}^2$	$A_o = 1.56 \text{ m}^2$
	$AR_F = 0.0975$	$AR_p = 0.108$
Index	L _a	L _b
	 <p>CRCPs (4.0 m×3.61 m), 1×1</p>	 <p>CRCPs (3.8 m×3.8 m), 1×1</p>
P_p [m]	8.00	15.20
P_{pW} [m]	16.80	31.20
HD_p [m]	0.780	0.411
HD_{pW} [m]	0.371	0.200
Index	L _c	L _d
	 <p>CRCPs (3.8 m×1.9 m), 2×1</p>	 <p>CRCPs (1.9 m×1.9 m), 2×2</p>
P_p [m]	22.80	30.40
P_{pW} [m]	38.80	46.40
HD_p [m]	0.274	0.205
HD_{pW} [m]	0.161	0.134

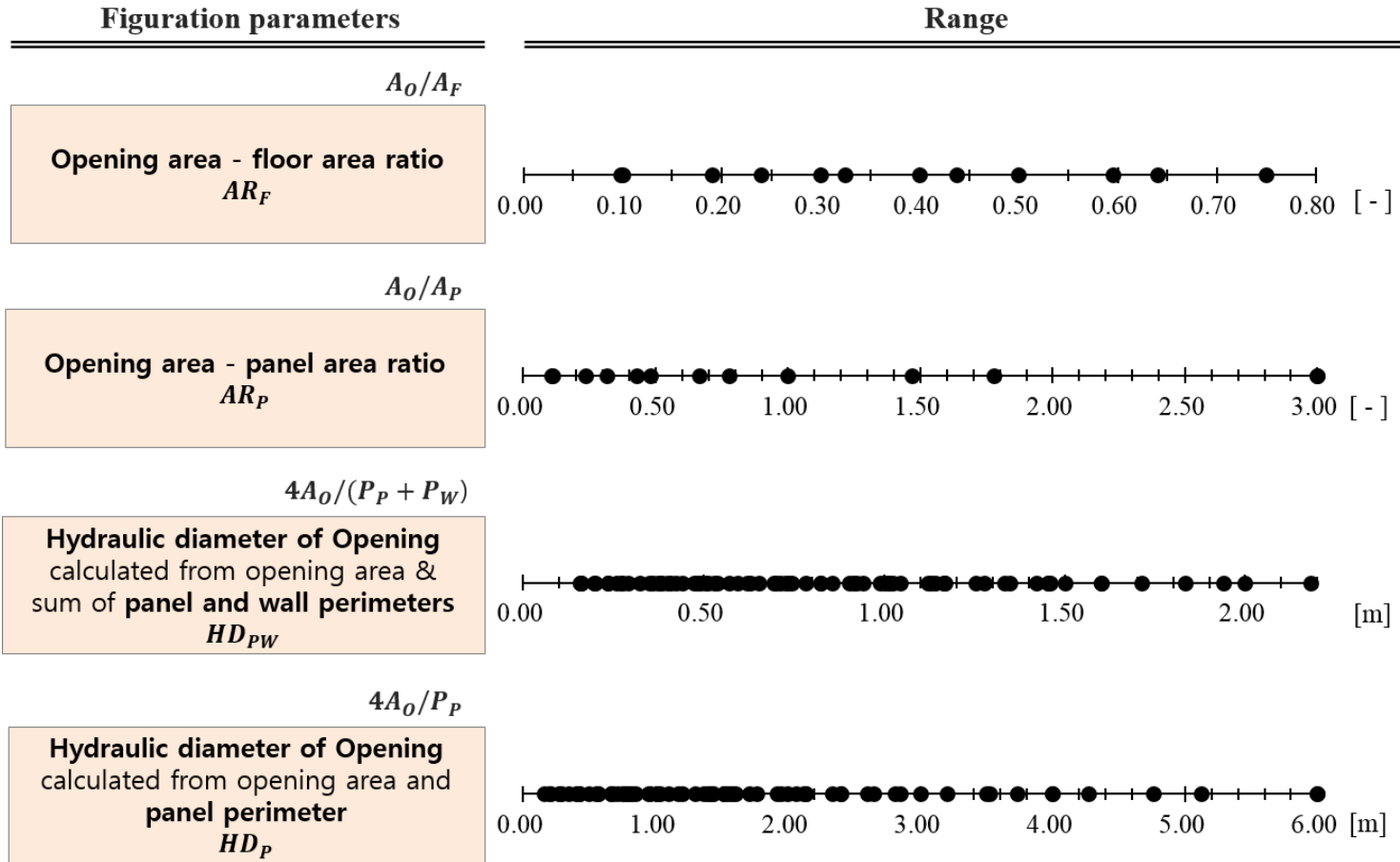


Fig. 4.3 Ranges of opening figuration parameters

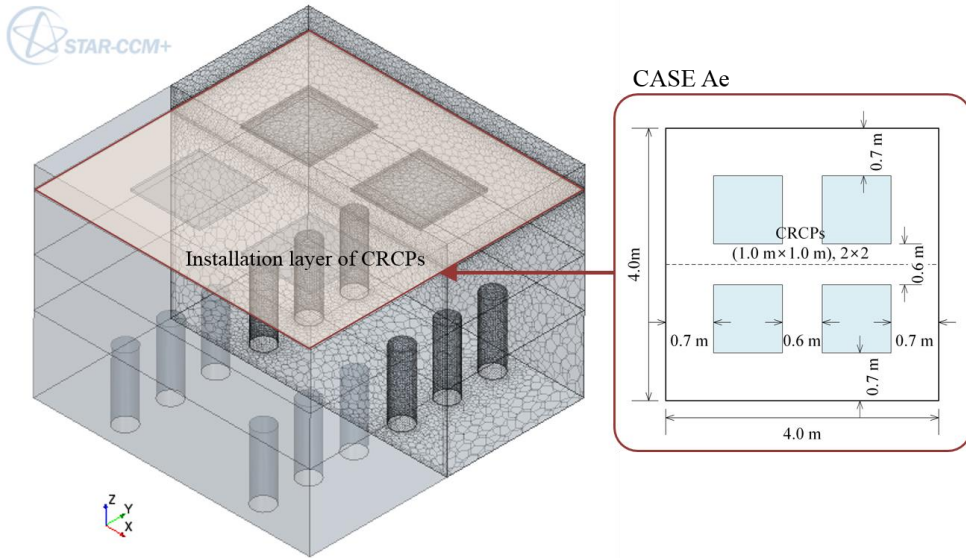


Fig. 4.4 Simulation modeling of Case Ae

Fig. 4.3는 각 케이스에서 다루고 있는 형상 요소의 범위를 나타낸 것으로, 건물 스케일에서 발생할 수 있는 경우에 대체로 대응할 수 있을 것으로 판단된다.

Table 4.1 ~ Table 4.12의 패널 배치안들을 Fig. 4.4의 예시와 같이 시뮬레이션 모델의 패널 설치 층(Installation layer of CRCPs)에 모델링한 후 세 가지 수준의 패널 표면 온도에 대하여 계산을 실시하면 각 배치안 별로 세 개의 $(\Delta\theta, q)$ 데이터쌍을 얻을 수 있으며, 이로부터 최종적으로 냉방 용량 곡선을 도출할 수 있다.

폐쇄형의 냉방 용량 곡선 도출을 위한 시뮬레이션 모델은 패널 설치 층에 가로 4 m, 세로 4 m의 패널이 설치된 것으로 모델링 하였으며, 폐쇄형 케이스는 ‘S’로 표시하였다.

4.3. 시뮬레이션 결과

Table 4.13는 시뮬레이션의 결과값을 정리한 표이며, 이 결과로부터 도출된 각 케이스 별 냉방 용량 곡선은 Table 4.14에 정리하였다.

Table 4.13 Simulation results

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
S	16.0	14.00	16.00	1428.13	92.63	24.01	26.40	25.20	11.20
	18.0	16.00	16.00	1214.00	75.88	24.72	26.79	25.75	9.75
	20.0	18.00	16.00	1024.00	64.00	25.78	27.73	26.76	8.76
Aa	16.0	14.00	4.00	506.54	126.64	24.26	24.67	24.47	10.47
	18.0	16.00	4.00	397.31	99.33	24.56	24.90	24.73	8.73
	20.0	18.00	4.00	290.23	72.56	24.86	25.13	25.00	7.00
Ab	16.0	14.00	4.00	504.17	126.04	24.03	24.33	24.18	10.18
	18.0	16.00	4.00	395.09	98.77	24.32	24.56	24.44	8.44
	20.0	18.00	4.00	288.61	72.15	24.74	24.94	24.84	6.84
Ac	16.0	14.00	4.00	514.22	128.56	23.69	24.01	23.85	9.85
	18.0	16.00	4.00	403.49	100.87	24.10	24.37	24.23	8.23
	20.0	18.00	4.00	294.80	73.70	24.52	24.73	24.63	6.63
Ad	16.0	14.00	4.00	523.97	130.99	23.41	23.75	23.58	9.58
	18.0	16.00	4.00	411.78	102.94	23.87	24.15	24.01	8.01
	20.0	18.00	4.00	300.19	75.05	24.31	24.51	24.41	6.41
Ae	16.0	14.00	4.00	524.44	131.11	23.63	23.95	23.79	9.79
	18.0	16.00	4.00	411.04	102.76	23.93	24.22	24.07	8.07
	20.0	18.00	4.00	300.26	75.06	24.38	24.60	24.49	6.49

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$	θ_w	A_p	Q_p	q	$\theta_{mr,oz}$	$\theta_{a,oz}$	θ_{op}	$\Delta\theta$
	(°C)	(°C)	(m ²)	(W)	(W/m ²)	(°C)	(°C)	(°C)	(K)
Ba	16.0	14.00	5.76	707.57	122.84	24.19	24.74	24.47	10.47
	18.0	16.00	5.76	555.97	96.52	24.56	25.03	24.79	8.79
	20.0	18.00	5.76	405.32	70.37	24.84	25.19	25.02	7.02
Bb	16.0	14.00	5.76	710.32	123.32	23.83	24.27	24.05	10.05
	18.0	16.00	5.76	557.90	96.86	24.23	24.60	24.41	8.41
	20.0	18.00	5.76	406.89	70.64	24.64	24.92	24.78	6.78
Bc	16.0	14.00	5.76	725.12	125.89	23.61	24.11	23.86	9.86
	18.0	16.00	5.76	569.71	98.91	24.06	24.47	24.27	8.27
	20.0	18.00	5.76	416.27	72.27	24.51	24.84	24.67	6.67
Bd	16.0	14.00	5.76	731.55	127.01	23.89	24.45	24.17	10.17
	18.0	16.00	5.76	575.03	99.83	24.31	24.79	24.55	8.55
	20.0	18.00	5.76	420.24	72.96	24.70	25.07	24.88	6.88
Be	16.0	14.00	5.76	743.92	129.15	23.78	24.21	23.99	9.99
	18.0	16.00	5.76	584.81	101.53	24.23	24.57	24.40	8.40
	20.0	18.00	5.76	427.25	74.18	24.56	24.81	24.69	6.69
Bf	16.0	14.00	5.76	737.00	127.95	23.36	23.89	23.62	9.62
	18.0	16.00	5.76	579.55	100.62	23.86	24.30	24.08	8.08
	20.0	18.00	5.76	423.47	73.52	24.35	24.69	24.52	6.52
Bg	16.0	14.00	5.76	745.83	129.48	23.11	23.60	23.35	9.35
	18.0	16.00	5.76	586.70	101.86	23.65	24.06	23.86	7.86
	20.0	18.00	5.76	429.10	74.50	24.19	24.52	24.36	6.36

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Ca	16.0	14.00	6.48	790.53	122.00	24.16	24.75	24.45	10.45
	18.0	16.00	6.48	620.42	95.74	24.49	24.98	24.74	8.74
	20.0	18.00	6.48	451.93	69.74	24.83	25.21	25.02	7.02
Cb	16.0	14.00	6.48	795.45	122.75	23.73	24.21	23.97	9.97
	18.0	16.00	6.48	624.38	96.35	24.15	24.54	24.35	8.35
	20.0	18.00	6.48	454.98	70.21	24.56	24.86	24.71	6.71
Cc	16.0	14.00	6.48	797.83	123.12	23.80	24.24	24.02	10.02
	18.0	16.00	6.48	626.00	96.60	24.21	24.55	24.38	8.38
	20.0	18.00	6.48	454.75	70.18	24.49	24.73	24.61	6.61
Cd	16.0	14.00	6.48	822.37	126.91	23.35	23.97	23.66	9.66
	18.0	16.00	6.48	646.30	99.74	23.83	24.34	24.08	8.08
	20.0	18.00	6.48	471.24	72.72	24.30	24.69	24.50	6.50
Ce	16.0	14.00	6.48	833.32	128.60	23.04	23.53	23.28	9.28
	18.0	16.00	6.48	654.82	101.05	23.61	24.09	23.85	7.85
	20.0	18.00	6.48	477.86	73.74	24.14	24.52	24.33	6.33
Cf	16.0	14.00	6.48	798.09	123.16	23.56	23.93	23.74	9.74
	18.0	16.00	6.48	626.60	96.70	24.01	24.31	24.16	8.16
	20.0	18.00	6.48	456.55	70.45	24.45	24.68	24.56	6.56
Cg	16.0	14.00	6.48	825.63	127.41	23.31	23.96	23.64	9.64
	18.0	16.00	6.48	648.71	100.11	23.80	24.32	24.06	8.06
	20.0	18.00	6.48	473.24	73.03	24.28	24.68	24.48	6.48

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Da	16.0	14.00	8.00	960.86	120.11	24.00	24.68	24.34	10.34
	18.0	16.00	8.00	752.70	94.09	24.36	24.93	24.64	8.64
	20.0	18.00	8.00	550.21	68.78	24.74	25.18	24.96	6.96
Db	16.0	14.00	8.00	990.63	123.83	23.47	24.11	23.79	9.79
	18.0	16.00	8.00	776.69	97.09	23.91	24.43	24.17	8.17
	20.0	18.00	8.00	568.40	71.05	24.40	24.81	24.60	6.60
Dc	16.0	14.00	8.00	972.72	121.59	23.72	24.40	24.06	10.06
	18.0	16.00	8.00	761.95	95.24	24.11	24.64	24.38	8.38
	20.0	18.00	8.00	556.82	69.60	24.57	24.96	24.77	6.77
Dd	16.0	14.00	8.00	976.94	122.12	23.54	24.17	23.86	9.86
	18.0	16.00	8.00	765.32	95.67	23.99	24.51	24.25	8.25
	20.0	18.00	8.00	560.09	70.01	24.47	24.89	24.68	6.68
De	16.0	14.00	8.00	1004.26	125.53	23.41	24.14	23.78	9.78
	18.0	16.00	8.00	786.26	98.28	23.79	24.30	24.04	8.04
	20.0	18.00	8.00	575.88	71.98	24.29	24.69	24.49	6.49
Ea	16.0	14.00	9.00	1071.59	119.07	23.91	24.66	24.28	10.28
	18.0	16.00	9.00	839.68	93.30	24.31	24.93	24.62	8.62
	20.0	18.00	9.00	613.56	68.17	24.71	25.21	24.96	6.96
Eb	16.0	14.00	9.00	1082.13	120.24	23.51	24.21	23.86	9.86
	18.0	16.00	9.00	848.39	94.27	23.98	24.53	24.25	8.25
	20.0	18.00	9.00	620.24	68.92	24.46	24.91	24.69	6.69
Ec	16.0	14.00	9.00	1099.12	122.12	23.38	24.12	23.75	9.75
	18.0	16.00	9.00	862.08	95.79	23.88	24.50	24.19	8.19
	20.0	18.00	9.00	630.63	70.07	24.38	24.88	24.63	6.63

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Ed	16.0	14.00	9.00	1104.65	122.74	23.29	24.04	23.66	9.66
	18.0	16.00	9.00	866.59	96.29	23.79	24.41	24.10	8.10
	20.0	18.00	9.00	633.98	70.44	24.33	24.83	24.58	6.58
Ee	16.0	14.00	9.00	1112.21	123.58	23.19	24.00	23.60	9.60
	18.0	16.00	9.00	871.90	96.88	23.70	24.36	24.03	8.03
	20.0	18.00	9.00	638.61	70.96	24.23	24.71	24.47	6.47
Ef	16.0	14.00	9.00	1113.82	123.76	23.22	24.02	23.62	9.62
	18.0	16.00	9.00	874.11	97.12	23.75	24.42	24.09	8.09
	20.0	18.00	9.00	639.90	71.10	24.29	24.81	24.55	6.55
Eg	16.0	14.00	9.00	1124.65	124.96	23.01	23.78	23.39	9.39
	18.0	16.00	9.00	882.54	98.06	23.55	24.17	23.86	7.86
	20.0	18.00	9.00	645.81	71.76	24.13	24.60	24.37	6.37
Fa	16.0	14.00	9.60	1140.19	118.77	24.13	25.06	24.60	10.60
	18.0	16.00	9.60	895.24	93.25	24.40	25.14	24.77	8.77
	20.0	18.00	9.60	652.72	67.99	24.79	25.36	25.08	7.08
Fb	16.0	14.00	9.60	1173.85	122.28	23.48	24.28	23.88	9.88
	18.0	16.00	9.60	921.63	96.00	23.97	24.58	24.27	8.27
	20.0	18.00	9.60	672.45	70.05	24.43	24.91	24.67	6.67
Fc	16.0	14.00	9.60	1154.19	120.23	23.63	24.46	24.05	10.05
	18.0	16.00	9.60	905.39	94.31	24.06	24.74	24.40	8.40
	20.0	18.00	9.60	660.22	68.77	24.49	24.98	24.74	6.74
Fd	16.0	14.00	9.60	1165.56	121.41	23.50	24.32	23.91	9.91
	18.0	16.00	9.60	914.13	95.22	23.94	24.58	24.26	8.26
	20.0	18.00	9.60	669.61	69.75	24.39	24.84	24.61	6.61

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Fe	16.0	14.00	9.60	1176.01	122.50	23.23	24.02	23.63	9.63
	18.0	16.00	9.60	923.08	96.15	23.76	24.41	24.08	8.08
	20.0	18.00	9.60	673.98	70.21	24.28	24.79	24.53	6.53
Ff	16.0	14.00	9.60	1184.51	123.39	23.16	24.03	23.59	9.59
	18.0	16.00	9.60	929.54	96.83	23.69	24.41	24.05	8.05
	20.0	18.00	9.60	679.09	70.74	24.23	24.78	24.50	6.50
Fg	16.0	14.00	9.60	1160.25	120.86	23.35	24.08	23.72	9.72
	18.0	16.00	9.60	910.60	94.85	23.86	24.47	24.16	8.16
	20.0	18.00	9.60	664.58	69.23	24.37	24.86	24.61	6.61
Fh	16.0	14.00	9.60	1172.85	122.17	23.25	24.07	23.66	9.66
	18.0	16.00	9.60	920.89	95.93	23.78	24.46	24.12	8.12
	20.0	18.00	9.60	672.29	70.03	24.30	24.85	24.57	6.57
Ga	16.0	14.00	10.80	1272.78	117.85	23.97	25.00	24.48	10.48
	18.0	16.00	10.80	997.14	92.33	24.40	25.26	24.83	8.83
	20.0	18.00	10.80	729.08	67.51	24.73	25.37	25.05	7.05
Gb	16.0	14.00	10.80	1296.82	120.08	23.55	24.48	24.02	10.02
	18.0	16.00	10.80	1016.01	94.07	23.99	24.70	24.34	8.34
	20.0	18.00	10.80	743.91	68.88	24.46	25.01	24.73	6.73
Gc	16.0	14.00	10.80	1285.49	119.03	23.58	24.57	24.08	10.08
	18.0	16.00	10.80	1006.66	93.21	24.01	24.79	24.40	8.40
	20.0	18.00	10.80	735.45	68.10	24.45	25.01	24.73	6.73
Gd	16.0	14.00	10.80	1299.54	120.33	23.45	24.42	23.94	9.94
	18.0	16.00	10.80	1018.13	94.27	23.89	24.66	24.27	8.27
	20.0	18.00	10.80	744.85	68.97	24.37	24.92	24.64	6.64

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Ge	16.0	14.00	10.80	1320.05	122.23	23.07	24.03	23.55	9.55
	18.0	16.00	10.80	1035.34	95.86	23.62	24.43	24.03	8.03
	20.0	18.00	10.80	758.24	70.21	24.19	24.80	24.49	6.49
Gf	16.0	14.00	10.80	1286.31	119.10	23.38	24.26	23.82	9.82
	18.0	16.00	10.80	1008.23	93.35	23.88	24.61	24.25	8.25
	20.0	18.00	10.80	737.54	68.29	24.40	24.99	24.69	6.69
Gg	16.0	14.00	10.80	1288.35	119.29	23.43	24.41	23.92	9.92
	18.0	16.00	10.80	1009.93	93.51	23.91	24.72	24.31	8.31
	20.0	18.00	10.80	738.64	68.39	24.41	25.04	24.73	6.73
Gh	16.0	14.00	10.80	1302.75	120.63	23.18	24.12	23.65	9.65
	18.0	16.00	10.80	1021.54	94.59	23.72	24.50	24.11	8.11
	20.0	18.00	10.80	748.24	69.28	24.27	24.90	24.59	6.59
Ha	16.0	14.00	11.20	1318.27	117.70	24.05	25.14	24.59	10.59
	18.0	16.00	11.20	1032.19	92.16	24.37	25.25	24.81	8.81
	20.0	18.00	11.20	754.58	67.37	24.74	25.41	25.07	7.07
Hb	16.0	14.00	11.20	1346.16	120.19	23.50	24.46	23.98	9.98
	18.0	16.00	11.20	1054.30	94.13	23.93	24.71	24.32	8.32
	20.0	18.00	11.20	771.36	68.87	24.42	25.00	24.71	6.71
Hc	16.0	14.00	11.20	1331.01	118.84	23.55	24.56	24.06	10.06
	18.0	16.00	11.20	1042.75	93.10	24.00	24.81	24.41	8.41
	20.0	18.00	11.20	761.75	68.01	24.45	25.03	24.74	6.74
Hd	16.0	14.00	11.20	1343.21	119.93	23.46	24.46	23.96	9.96
	18.0	16.00	11.20	1053.29	94.04	23.92	24.70	24.31	8.31
	20.0	18.00	11.20	770.84	68.83	24.39	24.96	24.67	6.67
He	16.0	14.00	11.20	1353.93	120.89	23.22	24.10	23.66	9.66
	18.0	16.00	11.20	1060.88	94.72	23.68	24.45	24.06	8.06
	20.0	18.00	11.20	776.47	69.33	24.24	24.84	24.54	6.54

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Ia	16.0	14.00	12.16	1422.03	116.94	24.06	25.30	24.68	10.68
	18.0	16.00	12.16	1112.77	91.51	24.41	25.44	24.93	8.93
	20.0	18.00	12.16	812.08	66.78	24.78	25.58	25.18	7.18
Ib	16.0	14.00	12.16	1444.64	118.80	23.52	24.61	24.07	10.07
	18.0	16.00	12.16	1131.10	93.02	23.92	24.75	24.34	8.34
	20.0	18.00	12.16	825.96	67.92	24.42	25.03	24.73	6.73
Ic	16.0	14.00	12.16	1427.62	117.40	23.65	24.78	24.21	10.21
	18.0	16.00	12.16	1116.96	91.85	24.05	24.91	24.48	8.48
	20.0	18.00	12.16	814.85	67.01	24.51	25.16	24.84	6.84
Id	16.0	14.00	12.16	1441.06	118.51	23.20	24.23	23.71	9.71
	18.0	16.00	12.16	1128.95	92.84	23.73	24.58	24.16	8.16
	20.0	18.00	12.16	824.64	67.82	24.28	24.96	24.62	6.62
Ie	16.0	14.00	12.16	1460.69	120.12	23.26	24.42	23.84	9.84
	18.0	16.00	12.16	1144.73	94.14	23.78	24.73	24.25	8.25
	20.0	18.00	12.16	836.49	68.79	24.31	25.05	24.68	6.68
If	16.0	14.00	12.16	1430.10	117.61	23.66	24.81	24.23	10.23
	18.0	16.00	12.16	1119.36	92.05	24.08	24.97	24.52	8.52
	20.0	18.00	12.16	816.54	67.15	24.53	25.22	24.88	6.88
Ig	16.0	14.00	12.16	1442.29	118.61	23.25	24.24	23.74	9.74
	18.0	16.00	12.16	1129.38	92.88	23.77	24.58	24.17	8.17
	20.0	18.00	12.16	824.65	67.82	24.30	24.93	24.62	6.62

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Ja	16.0	14.00	12.96	1503.14	115.98	23.65	24.91	24.28	10.28
	18.0	16.00	12.96	1176.27	90.76	24.10	25.14	24.62	8.62
	20.0	18.00	12.96	859.50	66.32	24.53	25.33	24.93	6.93
Jb	16.0	14.00	12.96	1523.26	117.54	23.32	24.38	23.85	9.85
	18.0	16.00	12.96	1192.56	92.02	23.83	24.70	24.27	8.27
	20.0	18.00	12.96	871.54	67.25	24.35	25.02	24.68	6.68
Jc	16.0	14.00	12.96	1511.42	116.62	23.26	24.29	23.78	9.78
	18.0	16.00	12.96	1183.16	91.29	23.80	24.63	24.21	8.21
	20.0	18.00	12.96	864.50	66.71	24.34	24.97	24.66	6.66
Jd	16.0	14.00	12.96	1522.41	117.47	23.38	24.54	23.96	9.96
	18.0	16.00	12.96	1191.85	91.96	23.88	24.84	24.36	8.36
	20.0	18.00	12.96	871.00	67.21	24.39	25.14	24.76	6.76
Je	16.0	14.00	12.96	1522.57	117.48	23.34	24.51	23.92	9.92
	18.0	16.00	12.96	1192.02	91.98	23.84	24.80	24.32	8.32
	20.0	18.00	12.96	871.21	67.22	24.36	25.11	24.73	6.73
Jf	16.0	14.00	12.96	1523.56	117.56	23.34	24.53	23.93	9.93
	18.0	16.00	12.96	1192.78	92.04	23.84	24.83	24.33	8.33
	20.0	18.00	12.96	871.84	67.27	24.36	25.15	24.75	6.75
Jg	16.0	14.00	12.96	1534.62	118.41	23.36	24.62	23.99	9.99
	18.0	16.00	12.96	1201.79	92.73	23.86	24.91	24.39	8.39
	20.0	18.00	12.96	878.86	67.81	24.37	25.19	24.78	6.78

Table 4.13 Simulation results (continued)

Case	Conditions			Simulation results					
	$\theta_{s,l}$ (°C)	θ_w (°C)	A_p (m ²)	Q_p (W)	q (W/m ²)	$\theta_{mr,oz}$ (°C)	$\theta_{a,oz}$ (°C)	θ_{op} (°C)	$\Delta\theta$ (K)
Ka	16.0	14.00	14.40	1651.13	114.66	23.81	25.37	24.59	10.59
	18.0	16.00	14.40	1294.05	89.86	24.36	25.66	25.01	9.01
	20.0	18.00	14.40	943.05	65.49	24.73	25.76	25.24	7.24
Kb	16.0	14.00	14.40	1666.56	115.73	23.65	25.09	24.37	10.37
	18.0	16.00	14.40	1305.52	90.66	24.11	25.30	24.71	8.71
	20.0	18.00	14.40	953.43	66.21	24.67	25.63	25.15	7.15
Kc	16.0	14.00	14.40	1667.96	115.83	23.73	25.30	24.52	10.52
	18.0	16.00	14.40	1306.45	90.73	24.16	25.46	24.81	8.81
	20.0	18.00	14.40	952.89	66.17	24.60	25.61	25.10	7.10
Kd	16.0	14.00	14.40	1669.45	115.93	23.66	25.20	24.43	10.43
	18.0	16.00	14.40	1308.06	90.84	24.13	25.44	24.78	8.78
	20.0	18.00	14.40	954.10	66.26	24.57	25.60	25.09	7.09
La	16.0	14.00	14.44	1654.36	114.57	23.72	25.27	24.50	10.50
	18.0	16.00	14.44	1294.43	89.64	24.20	25.50	24.85	8.85
	20.0	18.00	14.44	944.25	65.39	24.64	25.65	25.15	7.15
Lb	16.0	14.00	14.44	1658.37	114.85	23.20	24.66	23.93	9.93
	18.0	16.00	14.44	1296.89	89.81	23.95	25.04	24.49	8.49
	20.0	18.00	14.44	946.31	65.53	24.32	25.29	24.81	6.81
Lc	16.0	14.00	14.44	1666.53	115.41	23.75	25.38	24.56	10.56
	18.0	16.00	14.44	1303.86	90.30	24.22	25.57	24.89	8.89
	20.0	18.00	14.44	951.41	65.89	24.64	25.69	25.16	7.16
Ld	16.0	14.00	14.44	1671.59	115.76	23.80	25.49	24.65	10.65
	18.0	16.00	14.44	1308.04	90.58	24.22	25.59	24.90	8.90
	20.0	18.00	14.44	955.01	66.14	24.71	25.75	25.23	7.23

Table 4.14 Cooling capacity curves

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	Cooling capacity curve	R^2	k	n
S	0.00	-	-	-	$q = 2.4824(\Delta\theta)^{1.4991}$	0.9993	2.4824	1.4991
Aa	0.75	3.00	2.182	6.000	$q = 4.9227(\Delta\theta)^{1.0562}$	0.9997	4.9227	1.3843
Ab	0.75	3.00	2.000	6.000	$q = 4.8808(\Delta\theta)^{1.404}$	0.9986	4.8808	1.4040
Ac	0.75	3.00	1.714	4.000	$q = 5.1972(\Delta\theta)^{1.4039}$	0.9997	5.1972	1.4039
Ad	0.75	3.00	1.333	2.400	$q = 5.7117(\Delta\theta)^{1.3974}$	0.9998	5.7117	1.3974
Ae	0.75	3.00	1.500	3.000	$q = 5.9039(\Delta\theta)^{1.3621}$	0.9986	5.9039	1.3621
Ba	0.64	1.78	1.939	5.120	$q = 4.6654(\Delta\theta)^{1.3932}$	1.0000	4.6654	1.3932
Bb	0.64	1.78	1.600	4.267	$q = 4.7035(\Delta\theta)^{1.417}$	0.9995	4.7035	1.4170
Bc	0.64	1.78	1.347	2.844	$q = 4.8686(\Delta\theta)^{1.4229}$	0.9996	4.8686	1.4229
Bd	0.64	1.78	1.164	2.133	$q = 4.7228(\Delta\theta)^{1.42}$	0.9998	4.7228	1.4200
Be	0.64	1.78	1.024	1.707	$q = 5.4023(\Delta\theta)^{1.3786}$	1.0000	5.4023	1.3786
Bf	0.64	1.78	1.164	2.133	$q = 5.1191(\Delta\theta)^{1.4229}$	0.9997	5.1191	1.4229
Bg	0.64	1.78	0.914	1.422	$q = 5.2811(\Delta\theta)^{1.4326}$	0.9996	5.2811	1.4326
Ca	0.595	1.47	1.834	4.760	$q = 4.5341(\Delta\theta)^{1.4044}$	0.9960	4.5341	1.4044
Cb	0.595	1.47	1.453	3.733	$q = 4.7661(\Delta\theta)^{1.4141}$	0.9997	4.7661	1.4141
Cc	0.595	1.47	1.421	3.526	$q = 5.4822(\Delta\theta)^{1.3499}$	1.0000	5.4822	1.3499
Cd	0.595	1.47	1.120	2.116	$q = 5.2586(\Delta\theta)^{1.4053}$	0.9996	5.2586	1.4053
Ce	0.595	1.47	0.924	1.511	$q = 4.0579(\Delta\theta)^{1.4526}$	1.0000	5.0579	1.4526
Cf	0.595	1.47	1.253	2.644	$q = 4.9305(\Delta\theta)^{1.415}$	0.9997	4.9305	1.4315
Cg	0.595	1.47	1.013	1.763	$q = 5.2817(\Delta\theta)^{1.4066}$	0.9996	5.2817	1.4066
Da	0.50	1.00	1.600	4.000	$q = 4.4731(\Delta\theta)^{1.4097}$	0.9997	4.4731	1.4097
Db	0.50	1.00	1.143	2.000	$q = 4.9732(\Delta\theta)^{1.411}$	0.9994	4.9732	1.4110
Dc	0.50	1.00	1.168	2.807	$q = 4.7235(\Delta\theta)^{1.409}$	0.9992	4.7235	1.4090
Dd	0.50	1.00	0.988	1.951	$q = 4.625(\Delta\theta)^{1.4323}$	0.9996	4.6250	1.4323
De	0.50	1.00	0.825	1.404	$q = 5.7069(\Delta\theta)^{1.3588}$	0.9982	5.7069	1.3588

Table 4.14 Cooling capacity curves (continued)

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	Cooling capacity curve	R^2	k	n
Ea	0.4375	0.78	1.436	3.500	$q = 4.2658(\Delta\theta)^{1.4298}$	0.9997	4.2658	1.4298
Eb	0.4375	0.78	1.000	2.333	$q = 4.5348(\Delta\theta)^{1.4340}$	0.9994	4.5348	1.4340
Ec	0.4375	0.78	0.824	1.556	$q = 4.5790(\Delta\theta)^{1.4432}$	0.9997	4.5790	1.4432
Ed	0.4375	0.78	0.700	1.167	$q = 4.6462(\Delta\theta)^{1.4453}$	0.9994	4.6462	1.4453
Ee	0.4375	0.78	0.538	0.778	$q = 5.1300(\Delta\theta)^{1.4082}$	0.9998	5.1300	1.4082
Ef	0.4375	0.78	0.700	1.167	$q = 4.7346(\Delta\theta)^{1.4428}$	0.9997	4.7346	1.4428
Eg	0.4375	0.78	0.483	0.667	$q = 5.1262(\Delta\theta)^{1.4276}$	0.9995	5.1262	1.4276
Fa	0.40	0.67	1.333	3.200	$q = 4.5719(\Delta\theta)^{1.3827}$	0.9983	4.5719	1.3827
Fb	0.40	0.67	0.941	1.600	$q = 4.7575(\Delta\theta)^{1.4189}$	0.9996	4.7575	1.4189
Fc	0.40	0.67	0.901	2.065	$q = 4.7868(\Delta\theta)^{1.3983}$	0.9998	4.7868	1.3983
Fd	0.40	0.67	0.736	1.362	$q = 5.2277(\Delta\theta)^{1.3726}$	0.9998	5.2277	1.3726
Fe	0.40	0.67	0.621	1.016	$q = 4.7410(\Delta\theta)^{1.4375}$	0.9996	4.7410	1.4375
Ff	0.40	0.67	0.474	0.674	$q = 4.8605(\Delta\theta)^{1.4316}$	0.9997	4.8605	1.4316
Fg	0.40	0.67	0.744	1.391	$q = 4.5988(\Delta\theta)^{1.4482}$	0.9996	4.5988	1.4482
Fh	0.40	0.67	0.627	1.032	$q = 4.5995(\Delta\theta)^{1.4474}$	0.9996	4.5995	1.4474
Ga	0.325	0.48	1.118	2.600	$q = 4.3262(\Delta\theta)^{1.4061}$	1.0000	4.3262	1.4061
Gb	0.325	0.48	0.782	1.300	$q = 4.7740(\Delta\theta)^{1.4015}$	0.9994	4.7740	1.4015
Gc	0.325	0.48	0.712	1.576	$q = 4.8676(\Delta\theta)^{1.3849}$	0.9998	4.8676	1.3849
Gd	0.325	0.48	0.571	1.020	$q = 5.0346(\Delta\theta)^{1.3837}$	0.9997	5.0346	1.3837
Ge	0.325	0.48	0.359	0.495	$q = 4.7891(\Delta\theta)^{1.4365}$	0.9998	4.7891	1.4365
Gf	0.325	0.48	0.505	0.825	$q = 4.3439(\Delta\theta)^{1.4509}$	0.9996	4.3439	1.4509
Gg	0.325	0.48	0.441	0.667	$q = 4.4657(\Delta\theta)^{1.4332}$	0.9996	4.4657	1.4332
Gh	0.325	0.48	0.491	0.788	$q = 4.4956(\Delta\theta)^{1.4525}$	0.9996	4.4956	1.4525
Ha	0.30	0.43	1.043	2.400	$q = 4.5055(\Delta\theta)^{1.3841}$	0.9995	4.5055	1.3841
Hb	0.30	0.43	0.727	1.200	$q = 4.7328(\Delta\theta)^{1.4080}$	0.9995	4.7328	1.4080
Hc	0.30	0.43	0.653	1.433	$q = 4.7683(\Delta\theta)^{1.3940}$	0.9999	4.7683	1.3940
Hd	0.30	0.43	0.527	0.941	$q = 4.9417(\Delta\theta)^{1.3889}$	0.9997	4.9417	1.3889
He	0.30	0.43	0.381	0.558	$q = 4.7713(\Delta\theta)^{1.4273}$	0.9992	4.7713	1.4273

Table 4.14 Cooling capacity curves (continued)

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	Cooling capacity curve	R^2	k	n
Ia	0.24	0.32	0.857	1.920	$q = 4.1493(\Delta\theta)^{1.4109}$	0.9998	4.1493	1.4109
Ib	0.24	0.32	0.593	0.960	$q = 4.8430(\Delta\theta)^{1.3883}$	0.9988	4.8430	1.3883
Ic	0.24	0.32	0.512	1.097	$q = 4.5734(\Delta\theta)^{1.3988}$	0.9991	4.5734	1.3988
Id	0.24	0.32	0.409	0.711	$q = 4.4956(\Delta\theta)^{1.4525}$	0.9996	4.4956	1.4525
Ie	0.24	0.32	0.291	0.417	$q = 4.4613(\Delta\theta)^{1.4418}$	0.9996	4.4613	1.4418
If	0.24	0.32	0.422	0.753	$q = 4.4400(\Delta\theta)^{1.4108}$	0.9993	4.4400	1.4108
Ig	0.24	0.32	0.349	0.549	$q = 4.4249(\Delta\theta)^{1.4459}$	0.9996	4.4249	1.4459
Ja	0.19	0.23	0.694	1.520	$q = 4.2643(\Delta\theta)^{1.4183}$	0.9999	4.2643	1.4183
Jb	0.19	0.23	0.694	0.760	$q = 4.3561(\Delta\theta)^{1.4417}$	0.9998	4.3561	1.4417
Jc	0.19	0.23	0.400	0.844	$q = 4.2304(\Delta\theta)^{1.4561}$	0.9997	4.2304	1.4561
Jd	0.19	0.23	0.323	0.563	$q = 4.2543(\Delta\theta)^{1.4449}$	0.9997	4.2543	1.4449
Je	0.19	0.23	0.271	0.422	$q = 4.3287(\Delta\theta)^{1.4398}$	0.9997	4.3287	1.4398
Jf	0.19	0.23	0.234	0.338	$q = 4.2455(\Delta\theta)^{1.4479}$	0.9996	4.2455	1.4479
Jg	0.19	0.23	0.271	0.422	$q = 4.3309(\Delta\theta)^{1.4385}$	0.9998	4.3309	1.4385
Ka	0.10	0.11	0.381	0.800	$q = 3.5390(\Delta\theta)^{1.4729}$	0.9999	3.5390	1.4729
Kb	0.10	0.11	0.258	0.400	$q = 3.4671(\Delta\theta)^{1.5026}$	0.9986	3.4671	1.5026
Kc	0.10	0.11	0.195	0.267	$q = 4.0333(\Delta\theta)^{1.4283}$	0.9997	4.0333	1.4283
Kd	0.10	0.11	0.157	0.200	$q = 3.8915(\Delta\theta)^{1.4484}$	0.9999	3.8915	1.4484
La	0.0975	0.11	0.371	0.780	$q = 3.6991(\Delta\theta)^{1.4609}$	0.9999	3.6991	1.4609
Lb	0.0975	0.11	0.200	0.411	$q = 3.8057(\Delta\theta)^{1.4819}$	0.9993	3.8057	1.4819
Lc	0.0975	0.11	0.161	0.274	$q = 3.8414(\Delta\theta)^{1.4439}$	1.0000	3.8414	1.4439
Ld	0.0975	0.11	0.134	0.205	$q = 3.7818(\Delta\theta)^{1.4486}$	0.9992	3.7818	1.4486

Table 4.14를 살펴보면 Curve fitting한 냉방 용량 곡선의 상관 계수 R^2 가 모든 케이스에서 0.99 이상이므로 시뮬레이션 결과로부터 냉방 용량 곡선이 매우 타당하게 도출되었다고 할 수 있다.

4.3.1. 냉방 용량 증가 정도

패널을 개방형으로 설치함으로써 폐쇄형으로 설치했을 경우보다 용량이 증가하는 정도를 분석하기 위하여 공칭 냉방 용량 q_N 을 기본으로 하여 식(4.1)와 같이 E_q 를 정의하였다.

$$E_q(\%) = \frac{q_N(CASE) - q_N(S)}{q_N(S)} \times 100 \quad (5.1)$$

Table 4.15는 각 케이스 별로 공칭 냉방 용량의 증가 정도를 정리한 것이다.

Table 4.15 Enhancement of nominal cooling capacity q_N

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	q_N (W/m ²)	E_q (%)	Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	q_N (W/m ²)	E_q (%)
S	0.00	-	-	-	56.07		Ce	0.595	1.47	0.924	1.511	90.20	61
Aa	0.75	3.00	2.182	6.000	87.57	56	Cf	0.595	1.47	1.253	2.644	96.75	73
Ab	0.75	3.00	2.000	6.000	90.45	61	Cg	0.595	1.47	1.013	1.763	98.41	76
Ac	0.75	3.00	1.714	4.000	96.30	72	Da	0.50	1.00	1.600	4.000	83.89	50
Ad	0.75	3.00	1.333	2.400	102.26	82	Db	0.50	1.00	1.143	2.000	93.52	67
Ae	0.75	3.00	1.500	3.000	100.29	79	Dc	0.50	1.00	1.168	2.807	88.45	58
Ba	0.64	1.78	1.939	5.120	84.54	51	Dd	0.50	1.00	0.988	1.951	90.91	62
Bb	0.64	1.78	1.600	4.267	89.56	60	De	0.50	1.00	0.825	1.404	96.28	72
Bc	0.64	1.78	1.347	2.844	93.84	67	Ea	0.4375	0.78	1.436	3.500	83.41	49
Bd	0.64	1.78	1.164	2.133	90.49	61	Eb	0.4375	0.78	1.000	2.333	89.45	60
Be	0.64	1.78	1.024	1.707	94.97	69	Ec	0.4375	0.78	0.824	1.556	92.07	64
Bf	0.64	1.78	1.164	2.133	98.67	76	Ed	0.4375	0.78	0.700	1.167	93.83	67
Bg	0.64	1.78	0.914	1.422	103.87	85	Ee	0.4375	0.78	0.538	0.778	95.91	71
Ca	0.595	1.47	1.834	4.760	84.10	50	Ef	0.4375	0.78	0.700	1.167	95.12	70
Cb	0.595	1.47	1.453	3.733	90.79	62	Eg	0.4375	0.78	0.483	0.667	99.78	78
Cc	0.595	1.47	1.421	3.526	97.72	74							
Cd	0.595	1.47	1.120	2.116	103.70	85							

Table 4.15 Enhancement of nominal cooling capacity q_N (continued)

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	q_N (W/m ²)	E_q (%)	Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	q_N (W/m ²)	E_q (%)
Fa	0.40	0.67	1.333	3.200	81.06	45	Ga	0.325	0.48	1.118	2.600	80.53	44
Fb	0.40	0.67	0.941	1.600	90.94	62	Gb	0.325	0.48	0.782	1.300	88.02	57
Fc	0.40	0.67	0.901	2.065	87.67	56	Gc	0.325	0.48	0.712	1.576	86.70	55
Fd	0.40	0.67	0.736	1.362	90.76	62	Gd	0.325	0.48	0.571	1.020	89.45	60
Fe	0.40	0.67	0.621	1.016	94.20	68	Ge	0.325	0.48	0.359	0.495	94.96	69
Ff	0.40	0.67	0.474	0.674	95.40	70	Gf	0.325	0.48	0.505	0.825	88.75	58
Fg	0.40	0.67	0.744	1.391	93.43	67	Gg	0.325	0.48	0.441	0.667	87.94	57
Fh	0.40	0.67	0.627	1.032	93.29	66	Gh	0.325	0.48	0.491	0.788	92.16	64
Ia	0.24	0.32	0.857	1.920	78.01	39	Ja	0.19	0.23	0.694	1.520	81.41	45
Ib	0.24	0.32	0.593	0.960	86.87	55	Jb	0.19	0.23	0.694	0.760	87.31	56
Ic	0.24	0.32	0.512	1.097	83.85	50	Jc	0.19	0.23	0.400	0.844	87.37	56
Id	0.24	0.32	0.409	0.711	92.16	64	Jd	0.19	0.23	0.323	0.563	85.84	53
Ie	0.24	0.32	0.291	0.417	89.44	60	Je	0.19	0.23	0.271	0.422	86.42	54
If	0.24	0.32	0.422	0.753	83.46	49	Jf	0.19	0.23	0.234	0.338	86.20	54
Ig	0.24	0.32	0.349	0.549	89.47	60	Jg	0.19	0.23	0.271	0.422	86.23	54
Ka	0.10	0.11	0.381	0.800	75.69	35	La	0.0975	0.11	0.371	0.780	77.16	38
Kb	0.10	0.11	0.258	0.400	78.88	41	Lb	0.0975	0.11	0.200	0.411	82.93	48
Kc	0.10	0.11	0.195	0.267	78.62	40	Lc	0.0975	0.11	0.161	0.274	77.35	38
Kd	0.10	0.11	0.157	0.200	79.10	41	Ld	0.0975	0.11	0.134	0.205	76.90	37

패널을 개방형으로 설치하면 공칭 냉방 용량이 최소 37 % (Case Ld)에서 최대 85 % (case Bg)까지 증가하였다. 개방부의 면적이 클수록 (형상 요소 AR_F 와 AR_P 가 클수록), 개방부의 면적이 같은 경우 패널이 분산 배치되어 둘레길이가 늘어날수록 (형상 요소 HD_{PW} 과 HD_P 가 작을수록) 공칭 냉방 용량이 크게 증가함을 알 수 있었다. 다음 절에서는 각각의 형상 요소가 냉방 용량에 미치는 영향을 좀더 자세히 분석하였다.

4.3.2. AR 가 냉방 용량에 미치는 영향

개방부의 면적으로부터 도출되었던 형상 요소인 AR_F 와 AR_P 가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향을 파악하기 위해, 패널 배치 패턴은 같지만 AR_F 와 AR_P 이 다른 경우의 냉방 용량을 비교 분석하였다.

Fig. 4.5은 배치 패턴 1의 냉방 용량 곡선을 나타내는 것으로, AR_F 와 AR_P 값이 클수록 냉방 용량 곡선이 상부에 위치하며 기울기가 큰 것을 알 수 있다. $\Delta\theta$ 가 8 K일 때의 냉방 용량인 공칭 냉방 용량 q_N 값의 경우도 대체로 AR 값이 클수록 커졌다. (Table 4.16 참조) 다만 AR 값의 순위와 q_N 값의 순위가 반드시 일치하지 않는 것을 볼 때, AR 과 관련된 인자 이외에도 냉방 용량 곡선에 영향을 미치는 인자가 존재함을 알 수 있다.

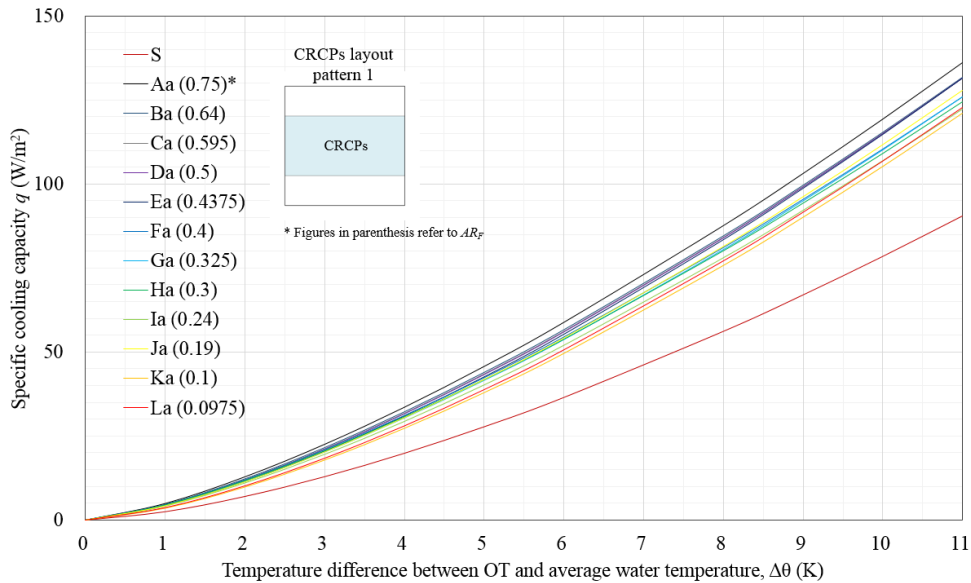


Fig. 4.5 Cooling capacity curves of the cases with same layout pattern 1

Table 4.16 Rank of q_N according to AR when same layout pattern 1

Index	S	Aa	Ba	Ca	Da	Ea	Fa	Ga	Ha	Ia	Ja	Ka	La
AR_F	0.0000	0.7500	0.6400	0.5950	0.5000	0.4375	0.4000	0.3250	0.3000	0.2400	0.1900	0.1000	0.0975
AR_P		3.0000	1.7778	1.4691	1.0000	0.7778	0.6667	0.4815	0.4286	0.3158	0.2346	0.1111	0.1080
q_N (W/m ²)	56.07	87.57	84.54	84.10	83.89	83.41	81.06	80.53	80.11	78.01	81.41	75.69	77.16
Rank of q_N	1		2	3	4	5	7	8	9	10	6	12	11

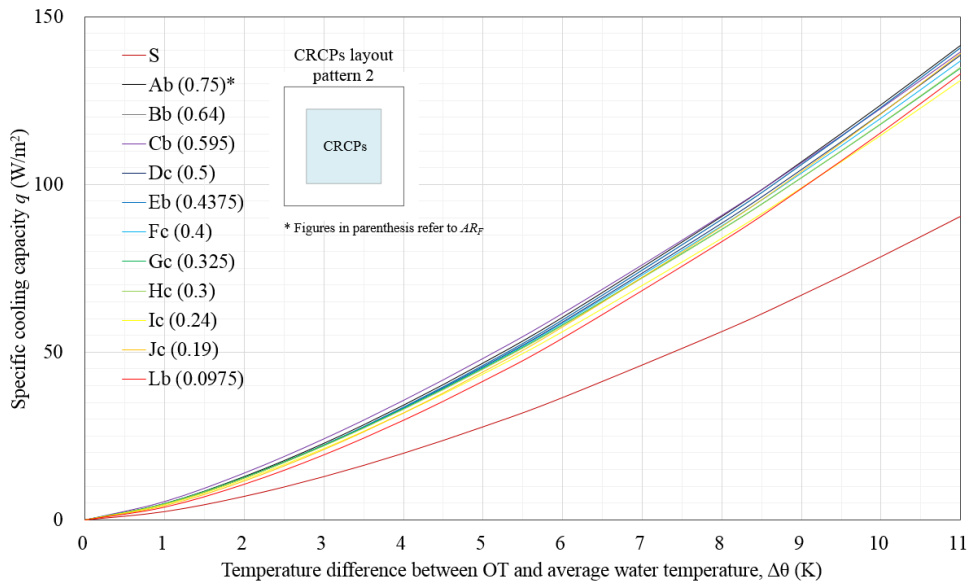


Fig. 4.6 Cooling capacity curves of the cases with same layout pattern 2

Table 4.17 Rank of q_N according to AR when same layout pattern 2

Index	S	Ab	Bb	Cb	Dc	Eb	Fc	Gc	Hc	Ic	Jc	Lb
AR_F	0.0000	0.7500	0.6400	0.5950	0.5000	0.4375	0.4000	0.3250	0.3000	0.2400	0.1900	0.0975
AR_P		3.0000	1.7778	1.4691	1.0000	0.7778	0.6667	0.4815	0.4286	0.3158	0.2346	0.1080
q_N (W/m ²)	56.07	90.45	89.56	90.79	88.45	89.45	87.67	86.70	86.55	83.85	87.37	77.35
Rank of q_N	2		3	1	5	4	6	8	9	10	7	11

배치 패턴 2의 냉방 용량 곡선을 나타낸 Fig. 4.6를 살펴보다도 AR_F 와 AR_P 값이 클수록 대체로 냉방 용량 곡선이 상부에 위치하며 기울기가 큰 것을 알 수 있다. $\Delta\theta$ 가 8 K일때의 냉방 용량인 공칭 냉방 용량 q_N 값의 경우도 대체로 AR 값이 클수록 증가하였다. (Table 4.17 참조) 그러나 배치 패턴 1의 경우와 마찬가지로 AR 값의 순위와 q_N 값의 순위가 반드시 일치하지는 않았으며 배치 패턴1의 경우보다 일치하지 않는 경향이 더욱 크게 나타났다. 이를 통해 AR 과 관련된 인자 이외에도 냉방 용량 곡선에 영향을 미치는 인자가 존재함을 알 수 있다.

4.3.3. HD가 냉방 용량에 미치는 영향

개방부의 둘레길로부터 도출되었던 형상 요소인 HD_{PW} 와 HD_P 가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향을 파악하기 위해, 패널 면적과 개방부 면적은 같지만 패널의 분절 및 배치가 달라 개방부의 둘레길이 다른, 즉 HD_{PW} 와 HD_P 가 다른 케이스들을 비교 분석하였다.

Fig. 4.7은 AR_F 은 0.75로 같지만 HD_{PW} 와 HD_P 값이 다른 케이스의 냉방 용량 곡선을 나타낸 그래프이다. HD_{PW} 와 HD_P 값이 작을수록 냉방 용량 곡선이 상부에 위치하며, 공칭 냉방 용량 q_N 값의 경우도 HD_{PW} 와 HD_P 이 증가하는 경향을 볼 수 있다. (Table 4.18 참조) HD 값이 작다는 것은 둘레 길이가 길다는 것이며, 둘레길이가 길다는 것은 패널이 많이 분절되어 분산 배치되어 있다는 것을 의미한다. 즉, 패널이 많이 분절되어 분산 배치될수록 냉방 용량이 증가한다고 할 수 있다.

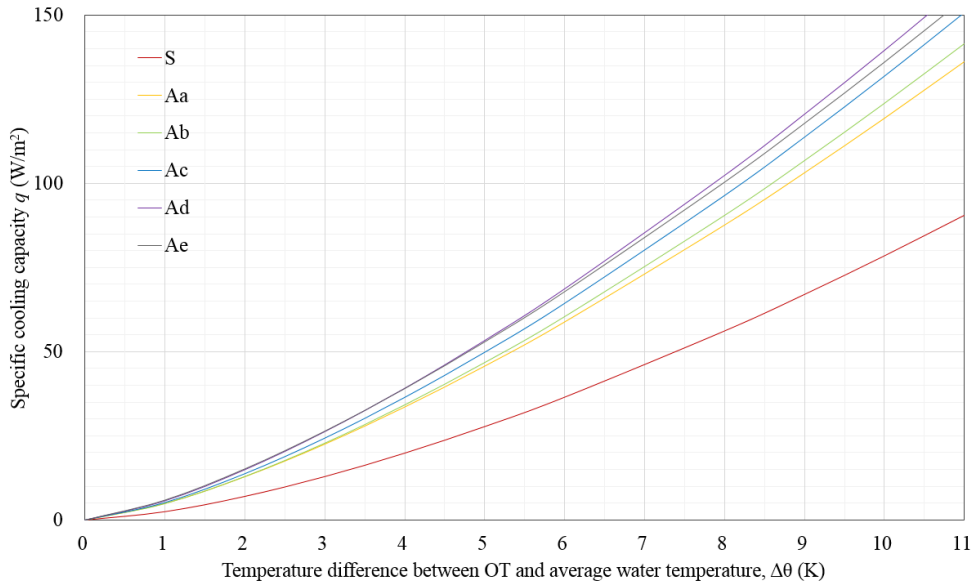


Fig. 4.7 Cooling capacity curves of the cases with same AR_F 0.75 but different HD

Table 4.18 Rank of q_N according to HD when same AR_F 0.75

Index	S	Aa	Ab	Ac	Ad	Ae
HD_{PW} (m)	0.00	2.182	2.000	1.714	1.333	1.500
HD_P (m)		6.000	6.000	4.000	2.400	3.000
q_N (W/m²)	56.07	87.57	90.45	96.30	102.26	100.29
Rank of HD_{PW}		1	2	3	5	4
Rank of HD_P		1	1	3	5	4
Rank of q_N		5	4	3	1	2

패널의 분산 배치에 따른 냉방 용량 증가 경향은 AR 값이 확연히 클수록, 즉 개방부의 면적이 클수록 뚜렷하게 나타났다. 그러나 AR 값이 작아지는 경우, 즉 개방부의 면적이 작은 케이스의 경우에는 이러한 경향성은 현저히 감소하였다.

Fig. 4.8는 AR_F 0.19로 개방부 면적이 작은 경우에 대한 것으로, HD_{PW}

와 HD_p 에 따른 냉방 용량 곡선 간 차이가 크지 않아 곡선들이 비교적 가까이 모여 있다. HD_{PW} 와 HD_p 값이 작을수록 냉방 용량 곡선이 대체로 상부에 위치하였지만 HD_{PW} 와 HD_p 값이 비교적 큰 Jb와 Jc의 냉방 용량이 다른 케이스보다 컸다. 이는 HD 와 냉방 용량 곡선간의 반비례 관계가 뚜렷했던 AR_F 0.75인 경우와는 차이가 있는 결과로 역시 냉방 용량 곡선의 변화가 HD 에 의해서만 영향을 받지 않는다는 것을 의미한다.

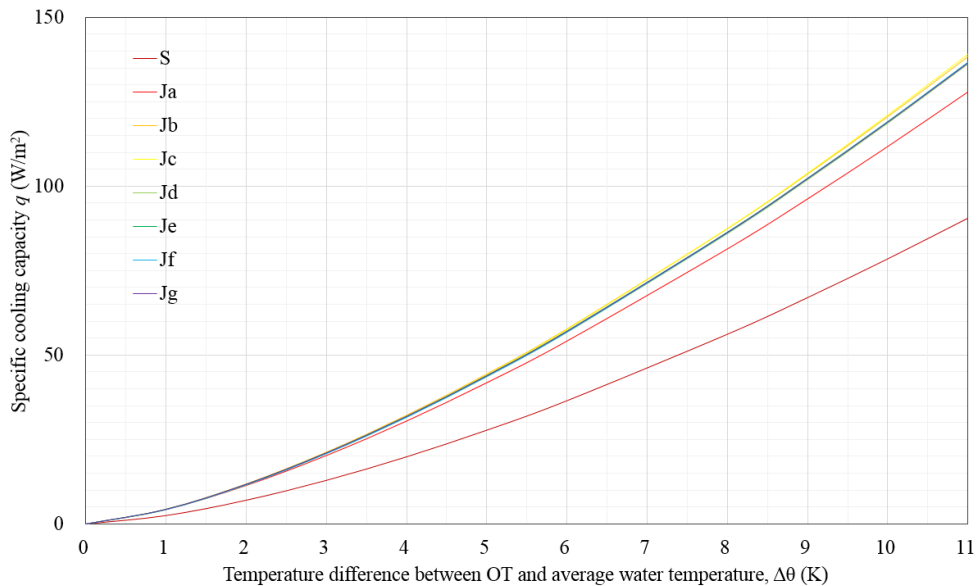


Fig. 4.8 Cooling capacity curves of the cases with same AR_F 0.19 but different HD

Table 4.19 Rank of q_N according to HD when same AR_F 0.19

Index	S	Ja	Jb	Jc	Jd	Je	Jf	Jg
HD_{PW} (m)	0.00	0.694	0.694	0.400	0.323	0.271	0.234	0.271
HD_p (m)	0.00	1.520	0.760	0.844	0.563	0.422	0.338	0.422
q_N (W/m²)	56.07	81.41	87.31	87.37	85.84	86.42	86.20	86.23
Rank of HD_{PW}		1	1	3	4	5	6	5
Rank of HD_p		1	3	2	4	5	6	5
Rank of q_N		6	2	1	4	3	4	5

4.4. 소 결

본 장에서는 시뮬레이션의 조작 변인인 개방부의 형상 요소 조건을 설정하여 다양한 패널 배치의 시뮬레이션 케이스를 구성하였다. 패널의 배치를 3장에서 구축한 시뮬레이션 모델의 패널 설치 층에 모델링하여 시뮬레이션을 수행, 패널의 설치 형태와 패널의 배치에 따른 냉방 용량 곡선을 얻을 수 있었다. 도출된 냉방 용량 곡선을 형상 요소에 따라 비교함으로써 형상 요소가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향에 대하여 분석하였다. 본 장의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 패널의 배치 중 패널을 모두 연결하여 하나의 정사각형이나 직사각형 모양으로 배치한 경우를 기본으로 하여 AR 을 먼저 결정한 후, 동일한 AR 조건에 대하여 패널의 분절, 배치를 달리하여 다양한 HD 값을 갖도록 케이스를 분화하였다. 도출된 시뮬레이션 케이스는 건물 스케일에서 발생할 수 있는 경우에 대체로 대응할 수 있다. 시뮬레이션 결과로부터 각 케이스 별로 R^2 0.99 이상인 냉방 용량 곡선을 얻을 수 있었다.

(2) 같은 패널 배치 패턴의 다른 AR 값을 갖는 케이스들을 비교 분석하여 개방부의 면적으로부터 도출된 형상 요소가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향을 파악하였다. 비교 분석 결과 AR 이 클수록 냉방 용량도 대체로 커지는 경향이 있음을 확인할 수 있다. 그러나 AR

의 크기 순서와 냉방 용량 크기의 순서가 반드시 일치하지는 않았으므로, 냉방 용량 곡선에 영향을 미치는 인자가 AR 이외에도 있음을 알 수 있다.

(3) 개방부의 둘레길로부터 도출되었던 형상 요소인 HD_{PW} 와 HD_P 가 냉방 용량 곡선에 미치는 영향을 파악하기 위해서 AR 은 같지만 패널의 분절, 배치가 달라 개방부의 둘레길이가 다른 케이스들을 비교 분석하였다. 분석 결과 HD 값이 작을수록, 즉 개방부의 둘레길이가 길수록 냉방 용량이 큰 것으로 나타났다. 둘레 길이가 길다는 것은 패널이 많이 분절되어 분산 배치 되었다는 것을 의미하므로, 이는 곧 패널이 많이 분절되어 분산 배치 될수록 개방형 패널의 냉방 용량이 많이 증가한다는 것을 의미하는 것이다.

(4) 특히 AR 이 큰 즉, 개방부의 면적이 큰 케이스의 경우, 패널이 많이 분산 배치되어서 HD 가 감소할수록 냉방 용량이 증가하는 경향이 뚜렷하였다. 그러나 AR 이 작은 즉, 개방부의 면적이 작은 케이스의 경우 이러한 경향성은 떨어져서, 냉방 용량 곡선의 변화가 HD 에 의해서만 영향 받지 않는다는 것을 알 수 있다.

제 5 장

냉방 용량 곡선의 보정 계수 분석

- 5.1 보정 계수 c_k 와 c_n 의 산정
 - 5.2 형상 요소와 보정 계수 간의 관계 분석
 - 5.3 보정 계수 예측 방정식의 도출
 - 5.4 소 결
-

3장에서 4장에 걸쳐 폐쇄형의 냉방 용량 곡선과 개방형의 냉방 용량 곡선 사이의 관계를 냉방 용량 곡선의 특성 계수 k 간의 비와 특성 지수 n 간의 비로 표현한 보정 계수 c_k 와 c_n 로 나타내기로 하였으며, 폐쇄형 패널의 냉방 용량 곡선과 다양한 패널의 배치에 의해 결정되는 형상 요소에 따른 개방형 패널의 냉방 용량 곡선을 시뮬레이션을 수행하여 도출하였다.

본 장에서는 냉방 용량 곡선의 특성 계수와 특성 지수 결과로부터 보정 계수들의 값을 계산하고, 이 보정 계수와 형상 요소 간의 관계로부터 보정 계수 예측 방정식을 도출하고자 하였다. 이를 위하여 형상 요소는 조작 변인, 보정 계수를 종속 변인으로 설정하여 조작 변인에 따른 종속 변인의 변화 양상을 분석할 수 있는 통계적 방법을 정립한 후, 형상 요소와 보정 계수 사이의 회귀 모형을 도출하였다.

5.1. 보정 계수 c_k 와 c_n 의 산정

3.1절에서 특성 계수 k_C 와 특성 지수 n_C 를 갖는 패넌을 개방형으로 설치할 경우, 패넌 배치에 따라 냉방 용량 곡선의 특성 계수 k_{LO} 와 특성 지수 n_{LO} 가 달라지게 됨을 언급하였다. 또한 이들이 어떻게 달라지는지 분석하기 위하여 k_C 와 k_{LO} 사이의 관계를 식(3.2)와 같이 c_k 로 정의하고, n_C 와 n_{LO} 사이의 관계를 식(3.3)과 같이 c_n 으로 정의한 바 있다.

$$c_k = \frac{k_{LO}}{k_C} \quad (3.2)$$

$$c_n = \frac{n_{LO}}{n_C} \quad (3.3)$$

4장에서 도출한 케이스별 냉방 용량 곡선의 특성 계수와 특성 지수를 식 (3.2)와 (3.3)에 대입하면, 패넌을 개방형으로 설치할 경우 폐쇄형의 냉방 용량 곡선으로부터 어떠한 비율로 특성 계수와 특성 지수 값이 변하는지 알 수 있다. 예를 들어 폐쇄형으로 시뮬레이션한 케이스 S의 k 는 2.4824, n 은 1.4991, 개방형으로 시뮬레이션한 케이스 중 하나인 Aa의 k 는 4.9227, n 은 1.3943이다. 이로부터 Aa의 형태로 패넌을 배치하는 경우 냉방 용량 곡선의 k 값은 폐쇄형의 특성 계수에 2.4824를 곱한 값, n 값은 0.9234를 곱한 값으로 변화하였음을 알 수 있다. 각 케이스별 형상 요소 네 가지 AR_F , AR_P , HD_{PW} , HD_P 값과 그 때의 c_k 와 c_n 값을 정리하면 Table 5.1과 같다.

Table 5.1 Correction coefficients c_k for k and c_n for n

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	k	c_k	n	c_n
S	0.00	-	-	-	2.4824		1.4991	
Aa	0.75	3.00	2.182	6.000	4.9227	1.9830	1.3843	0.9234
Ab	0.75	3.00	2.000	6.000	4.8808	1.9662	1.4040	0.9366
Ac	0.75	3.00	1.714	4.000	5.1972	2.0936	1.4039	0.9365
Ad	0.75	3.00	1.333	2.400	5.7117	2.3009	1.3974	0.9255
Ae	0.75	3.00	1.500	3.000	5.9039	2.3783	1.3621	0.9086
Ba	0.64	1.7778	1.939	5.120	4.6654	1.8794	1.3932	0.9294
Bb	0.64	1.7778	1.600	4.267	4.7035	1.8947	1.4170	0.9452
Bc	0.64	1.7778	1.347	2.844	4.8686	1.9612	1.4229	0.9492
Bd	0.64	1.7778	1.164	2.133	4.7228	1.9025	1.4200	0.9472
Be	0.64	1.7778	1.024	1.707	5.4023	2.1762	1.3786	0.9196
Bf	0.64	1.7778	1.164	2.133	5.1191	2.0622	1.4229	0.9492
Bg	0.64	1.7778	0.914	1.422	5.2811	2.1274	1.4326	0.9556
Ca	0.595	1.4691	1.834	4.760	4.5341	1.8265	1.4044	0.9368
Cb	0.595	1.4691	1.453	3.733	4.7661	2.2084	1.4141	0.9005
Cc	0.595	1.4691	1.421	3.526	5.4822	2.1184	1.3499	0.9374
Cd	0.595	1.4691	1.120	2.116	5.2586	2.0375	1.4053	0.9690
Ce	0.595	1.4691	0.924	1.511	5.0579	1.9200	1.4526	0.9433
Cf	0.595	1.4691	1.253	2.644	4.9305	1.9862	1.4315	0.9549
Cg	0.595	1.4691	1.013	1.763	5.2817	2.1109	1.4066	0.9089
Da	0.50	1.00	1.600	4.000	4.4731	1.8019	1.4097	0.9404
Db	0.50	1.00	1.143	2.000	4.9732	2.0034	1.4110	0.9412
Dc	0.50	1.00	1.168	2.807	4.7235	1.9028	1.4090	0.9399
Dd	0.50	1.00	0.988	1.951	4.6250	1.8631	1.4323	0.9550
De	0.50	1.00	0.825	1.404	5.7069	2.2989	1.3588	0.9064

Table 5.1 Correction coefficients c_k for k and c_n for n (continued)

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	k	c_k	n	c_n
Ea	0.4375	0.7778	1.436	3.500	4.2658	1.7184	1.4298	0.9538
Eb	0.4375	0.7778	1.000	2.333	4.5348	1.8268	1.4340	0.9566
Ec	0.4375	0.7778	0.824	1.556	4.5790	1.8446	1.4432	0.9627
Ed	0.4375	0.7778	0.700	1.167	4.6462	1.8717	1.4453	0.9641
Ee	0.4375	0.7778	0.538	0.778	5.1300	2.0665	1.4082	0.9394
Ef	0.4375	0.7778	0.700	1.167	4.7346	1.9073	1.4428	0.9624
Eg	0.4375	0.7778	0.483	0.667	5.1262	2.0650	1.4276	0.9523
Fa	0.40	0.6667	1.333	3.200	4.5719	1.8417	1.3827	0.9224
Fb	0.40	0.6667	0.941	1.600	4.7575	1.9165	1.4189	0.9465
Fc	0.40	0.6667	0.901	2.065	4.7868	1.9283	1.3983	0.9328
Fd	0.40	0.6667	0.736	1.362	5.2277	2.1059	1.3726	0.9156
Fe	0.40	0.6667	0.621	1.016	4.7410	1.9098	1.4375	0.9589
Ff	0.40	0.6667	0.474	0.674	4.8605	1.9580	1.4316	0.9550
Fg	0.40	0.6667	0.744	1.391	4.5988	1.8526	1.4482	0.9660
Fh	0.40	0.6667	0.627	1.032	4.5995	1.8528	1.4474	0.9655
Ga	0.325	0.4815	1.118	2.600	4.3262	1.7427	1.4061	0.9380
Gb	0.325	0.4815	0.782	1.300	4.7740	1.9231	1.4015	0.9349
Gc	0.325	0.4815	0.712	1.576	4.8676	1.9608	1.3849	0.9238
Gd	0.325	0.4815	0.571	1.020	5.0346	2.0281	1.3837	0.9230
Ge	0.325	0.4815	0.359	0.495	4.7891	1.9292	1.4365	0.9582
Gf	0.325	0.4815	0.505	0.825	4.3439	1.7499	1.4509	0.9678
Gg	0.325	0.4815	0.441	0.667	4.4657	1.7989	1.4332	0.9560
Gh	0.325	0.4815	0.491	0.788	4.4956	1.8110	1.4525	0.9689
Ha	0.30	0.4286	1.043	2.400	4.5055	1.8150	1.3841	0.9233
Hb	0.30	0.4286	0.727	1.200	4.7328	1.9065	1.4080	0.9392
Hc	0.30	0.4286	0.653	1.433	4.7683	1.9208	1.3940	0.9299
Hd	0.30	0.4286	0.527	0.941	4.9417	1.9907	1.3889	0.9265
He	0.30	0.4286	0.381	0.558	4.7713	1.9221	1.4273	0.9521

Table 5.1 Correction coefficients c_k for k and c_n for n (continued)

Case	AR_F	AR_P	HD_{PW} (m)	HD_P (m)	k	c_k	n	c_n
Ia	0.24	0.3158	0.857	1.920	4.1493	1.6715	1.4109	0.9412
Ib	0.24	0.3158	0.593	0.960	4.8430	1.9509	1.3883	0.9261
Ic	0.24	0.3158	0.512	1.097	4.5734	1.8423	1.3988	0.9331
Id	0.24	0.3158	0.409	0.711	4.4956	1.8110	1.4525	0.9689
Ie	0.24	0.3158	0.291	0.417	4.4613	1.7972	1.4418	0.9618
If	0.24	0.3158	0.422	0.753	4.4400	1.7886	1.4108	0.9411
Ig	0.24	0.3158	0.349	0.549	4.4249	1.7825	1.4459	0.9645
Ja	0.19	0.2346	0.694	1.520	4.2643	1.7178	1.4183	0.9461
Jb	0.19	0.2346	0.694	0.760	4.3561	1.7548	1.4417	0.9617
Jc	0.19	0.2346	0.400	0.844	4.2304	1.7042	1.4561	0.9713
Jd	0.19	0.2346	0.323	0.563	4.2543	1.7138	1.4449	0.9638
Je	0.19	0.2346	0.271	0.422	4.3287	1.7438	1.4398	0.9604
Jf	0.19	0.2346	0.234	0.338	4.2455	1.7102	1.4479	0.9658
Jg	0.19	0.2346	0.271	0.422	4.1990	1.6915	1.4455	0.9642
Ka	0.10	0.1111	0.381	0.800	3.5390	1.4256	1.4729	0.9825
Kb	0.10	0.1111	0.258	0.400	3.4671	1.3967	1.5026	1.0023
Kc	0.10	0.1111	0.195	0.267	4.0333	1.6248	1.4283	0.9528
Kd	0.10	0.1111	0.157	0.200	3.8915	1.5676	1.4484	0.9662
La	0.0975	0.108	0.371	0.780	3.6991	1.4901	1.4609	0.9745
Lb	0.0975	0.108	0.200	0.411	3.8057	1.5331	1.4819	0.9885
Lc	0.0975	0.108	0.161	0.274	3.8414	1.5475	1.4439	0.9632
Ld	0.0975	0.108	0.134	0.205	3.7818	1.5234	1.4486	0.9663

형상 요소 네 가지 AR_F , AR_P , HD_{PW} , HD_P 를 조작 변인이라 하고, 그때의 c_k 와 c_n 값을 종속 변인이라 하였을 때 조작 변인과 종속 변인 사이의 관계를 수식으로 설명할 수 있다면, 다양한 배치안의 형상 요소 값들을 계산하여 이 수식에 대입함으로써 개방형 설치에 의한 패널 냉방 용

량 변화를 예측할 수 있으며 이를 설계 단계에서 사용할 수 있을 것이다. 따라서 다음 절에서는 형상 요소와 보정 계수 사이의 관계를 분석하여 보정 계수 예측 방정식을 도출하였다.

5.2. 형상 요소와 보정 계수 간의 관계 분석

둘 이상의 변수들이 서로 관련되어 있을 때, 이러한 연관 관계를 모형화하고 시스템의 성질을 규명하는 통계 기법 중 대표적인 것이 회귀 분석 (regression analysis)이다. 회귀 분석에서는 종속 변수가 하나 존재하며, 이 변수에 영향을 미치는 조작 변수가 n 개 있어, 종속 변수와 조작 변수 사이의 관계를 수리 모형으로 제시하게 된다. 종속 변수를 Y , 조작 변수를 X_1, X_2, \dots, X_n 이라고 하면 수리 모형은 식(5.1)과 같다.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_n X_n + \varepsilon \quad (5.1)$$

이러한 수리모형을 다중 선형 회귀 모형이라 하며, β 는 회귀 계수, ε 는 오차를 의미한다.⁵⁰ 이와 같은 방식으로 본 연구의 보정 계수와 형상 요소와의 관계를 다중 선형 회귀 모형으로 표현하면 식(5.2) ~ (5.3)이다.

$$c_k = \beta_{k0} + \beta_{k1} AR_F + \beta_{k2} AR_P + \beta_{k3} HD_{PW} + \beta_{k4} HD_P + \varepsilon_k \quad (5.2)$$

$$c_n = \beta_{n0} + \beta_{n1} AR_F + \beta_{n2} AR_P + \beta_{n3} HD_{PW} + \beta_{n4} HD_P + \varepsilon_n \quad (5.3)$$

50 성내경, *실험설계와 분석*, pp.347-48,59.

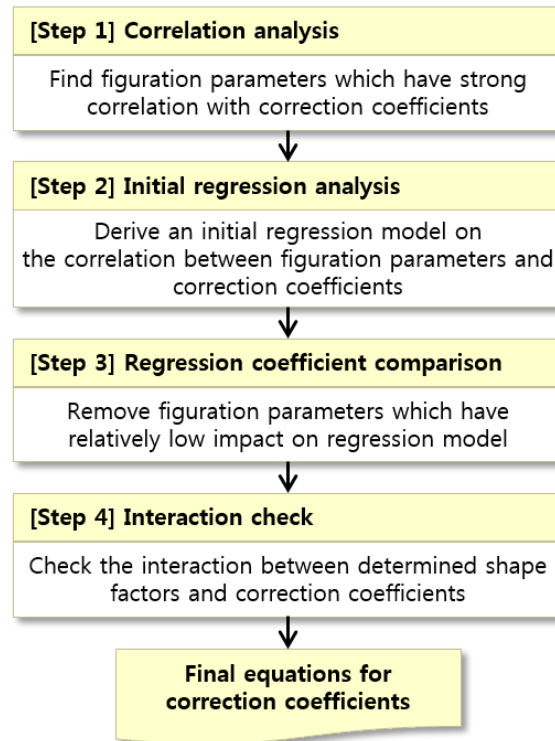


Fig. 5.1 Research flow of deriving regression models for correction coefficients

본 연구에서 도출된 형상 요소 네 가지 모두가 c_k 와 c_n 를 설명하는데 모두 중요한 변수라면 회귀 모형은 식(5.2) ~ (5.3)의 형태 그대로 도출될 것이다. 그러나 만일 형상 요소 중 일부가 보정 계수를 설명하는데 불필요하다면, 회귀 모형으로부터 이를 삭제하여 조작 변수의 수를 줄일 수 있다. 조작 변수의 수를 줄이면 계산에 필요한 치수나 계산 횟수가 줄어들어 사용의 편의성을 증진시킬 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 허용 가능한 정확도의 범위에서 가능한 적은 수의 형상 요소로 보정 계수를 예측할 수 있는 회귀 모형을 이용하여 보정 계수 예측 방정식을 도출하고자 하였다. 이를 위한 분석은 Fig. 5.1와 같이 다섯 단계로 이루어 진다.

Table 5.2 Correlation and correlation coefficient⁵¹

Correlation coefficient	Degree of correlation
0 ~ 0.2	Almost no correlation
0.2 ~ 0.4	Some correlation
0.4 ~ 0.7	Significant correlation
0.7 ~ 1.0	Strong correlation

첫 번째 단계에서는 형상 요소와 보정 계수간의 상관 관계(correlation) 분석을 통해 상관 관계가 강한 형상 요소를 도출한다. 상관 관계 분석을 실시하면, 형상 요소와 보정 계수 간의 관계를 하나의 숫자로 나타내는 상관 계수를 결과로 얻을 수 있다. 상관 계수는 언제나 -1에서 +1 사이에 있는데, 상관 계수가 음수이면, 둘은 역선형(하나가 증가하면 하나는 감소) 관계, 양수이면 선형(두 변수가 같이 증감) 관계임을 나타낸다. 이때 상관 계수의 절대값의 크기에 따라서 Table 5.2와 같이 상관 관계의 정도를 파악할 수 있다.

본 연구에서는 두 변수간의 관련성을 구하기 위해 보편적으로 사용하는, 데이터를 가공하지 않고 그대로 사용하는 모수적 상관 계수인 피어슨 상관 계수(Pearson correlation coefficient)를 적용하였다.⁵²

두 번째 단계는 첫 번째 단계에서 도출한 형상 요소와 보정 계수 간의 상관 계수가 0에 가까운 형상 요소를 제외하고, 회귀 분석을 수행하여 형상 요소와 보정 계수 사이의 초기 회귀 모형을 도출한다.

세 번째 단계에서는 초기 회귀 모형의 회귀 계수(regression coefficient)

51 유종관 오흥준, 홍지창, (EXCEL을 활용한) 통계학의 기초 (북스힐, 2009), p.207.

52 Ibid.

β 값들을 비교하여 상대적으로 작은 회귀 계수를 갖는 형상 요소들을 제거하여 다시 2차 회귀 모형을 도출한다.

네 번째 단계에서는, 세 번째 단계까지 거쳐 남겨진 형상 요소 간에 보정 계수에 대한 상호 작용이 있는지 검토하는 단계이다. 예를 들어 두 개의 조작 변수 A와 B가 종속 변수(Response)에 영향을 미친다고 할 때, A와 B간에 상호 작용이 있다는 것은 두 조작 변수가 독립적으로 존재할 때와 어울려 존재할 때의 종속 변수가 변하는 양상이 서로 달라지게 됨을 의미한다.⁵³ Fig. 5.2 (a)와 같이 A와 B간에 상호 작용이 없는 경우는 B^- 수준에서의 종속 변수 변화량과 B^+ 수준에서의 변화량이 비슷하지만, (b)와 같이 A와 B간 상호 작용이 있는 경우는 B^- 수준에서의 종속 변수 변화량과 B^+ 수준에서의 변화량이 달라진다. Fig. 5.2 (b)에서는 B^- 수준에서는 A에 의한 종속 변수는 증가했지만 B^+ 수준에서는 감소하는 정반대의 변화를 보인다.

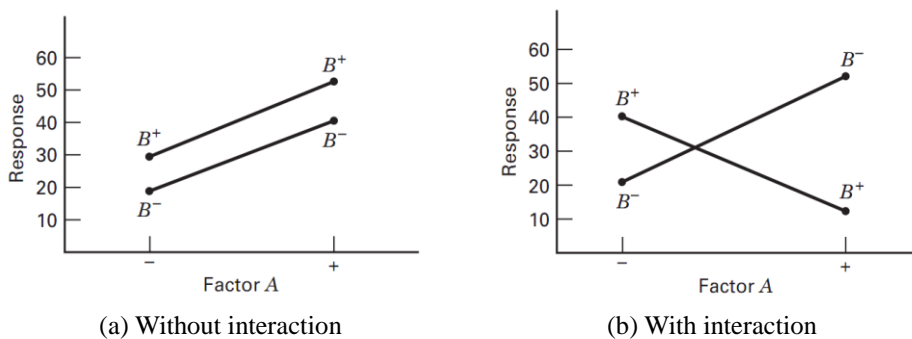


Fig. 5.2 Response to parameters A and B with or without interaction⁵⁴

⁵³ 성내경, 실험설계와 분석, p.201.

⁵⁴ Montgomery, Design and analysis of experiments, p.184.

만일 조작 변수간 종속 변수에 대한 상호 작용이 있는 경우 회귀 모형에는 이를 반영할 수 있도록 상호 작용을 나타내는 변수를 추가하여야 한다. 즉, 종속 변수 Y , 조작 변수 X_1, X_2 가 있는 경우 상호 작용 변수 X_1X_2 가 되며, 이들이 모두 포함된 식(5.4)와 같은 회귀 모형이 된다.

$$Y = \beta_0 + \beta_1X_1 + \beta_2X_2 + \beta_{12}X_1X_2 + \varepsilon \quad (5.4)$$

형상 요소간 상호 작용을 나타내는 변수를 포함하여 도출된 회귀 모델의 R^2 값이 크게 증가하거나, 상호 작용 변수의 회귀 계수가 값이 다른 변수의 회귀 계수와 비교하여 무시할만하지 않을 때 상호 작용 변수가 포함된 회귀 모델을 최종 예측 방정식으로 선정하여야 할 것이다.

위와 같은 방식으로 다섯 단계를 거치면 각 보정 계수에 대한 예측 방정식을 도출할 수 있다.

5.3. 보정 계수 예측 방정식의 도출

5.3.1. 보정 계수 c_k 예측 방정식

첫 번째 단계로 보정 계수 c_k 와 형상 요소 $AR_F, AR_P, HD_{PW}, HD_P$, 그리고 다른 보정 계수 c_n 사이의 상관 관계 분석을 실시하였다.

이 때 주목할 만한 점은 종속 변수인 c_n 을 종속 변수 c_k 에 대한 조작 변수로 여겨 상관 관계 분석에 포함시킨 것이다. 이는 Table 5.1에서 c_k 과 c_n 사이에 역선형 관계가 보이며, 본 연구에서 도출할 수 있는 예측 방

세 번째 단계로 식(5.5)의 회귀 계수를 비교하면 형상 요소 AR_p 의 계수가 (-0.0203)으로 다른 회귀 계수에 비하여 절대값이 매우 작다. 따라서 AR_p 를 제외한 회귀 모형을 다시 도출하면 식(5.6)과 같다.

$$c_k = 7.004 - 5.63c_n + 1.2486AR_F - 0.3397HD_{PW} \quad (5.6)$$

(R²-value: 0.9318)

식(5.6)의 R² 값은 0.9318로 변수를 하나 줄였지만 여전히 조작 변수와 종속 변수간의 관계를 잘 설명하고 있다. 다시 식(5.6)의 회귀 계수를 비교하면 형상 계수 HD_{PW} 의 값이 (-0.3397)로 다른 계수에 비하여 절대값이 작다. 형상 계수 HD_{PW} 를 제외하고 회귀 모형을 도출하면 식(5.7)과 같으나 R² 값이 0.744로 식(5.7)은 관계를 충분히 설명하고 있지 못하다는 것을 알 수 있다.

$$c_k = 5.772 - 4.346c_n + 0.5684AR_F \quad (R^2\text{-value: } 0.744) \quad (5.7)$$

네 번째 단계로 남은 조작 변수들 간에 종속 변수에 대한 상호 작용이 있는지 분석하였다. 남은 조작 변수는 c_n , AR_F , HD_{PW} 의 세 가지이므로 상호 작용 변수는 $(c_n \cdot AR_F)$, $(c_n \cdot HD_{PW})$, $(AR_F \cdot HD_{PW})$ 이다. 따라서 이들을 포함하여 회귀 분석을 실시하면 식(5.8) ~ (5.10)과 같다.

$$c_k = 7.176 - 5.811c_n + 0.75AR_F - 0.3384HD_{PW} + 0.52c_nAR_F \quad (5.8)$$

(R²-value: 0.9319)

$$c_k = 7.278 - 5.919c_n + 1.2412AR_F - 0.725HD_{PW} + 0.411c_nHD_{PW} \quad (5.9)$$

(R²-value: 0.9319)

$$c_k = 6.749 - 5.415c_n + 1.3543AR_F - 0.2519HD_{PW} - 0.158AR_FHD_{PW} \quad (5.10)$$

(R²-value: 0.9368)

그러나 식(5.6)과 비교하였을 때 R² 값이 크게 향상 되지 않음에도 불구하고 계산항만 더 늘게 되므로, 식(5.6)을 사용하는 것이 정확성이나 계산 효율성 측면에서 더 바람직하다고 할 수 있다. 따라서 식(5.6)이 최종 보정 계수 c_k 예측 방정식이 된다.

$$c_k = 7.004 - 5.63c_n + 1.2486AR_F - 0.3397HD_{PW} \quad (5.6)$$

이 예측 방정식으로부터 c_k 에 영향을 미치는 주요 형상 인자는 AR_F 와 HD_{PW} 임을 알 수 있다. 이로부터 패널의 냉방 용량 곡선의 특성 계수에 대하여서는 개방부의 면적을 바닥 면적과의 비율로 나타낸 형상 요소와 상부로부터 냉각된 공기가 하강하면서 접하는 둘레길리와 거주역으로부터의 따뜻한 공기가 상승할 때 접하는 둘레길리를 함께 고려하여 나타낸 형상 요소로 설명하는 것이 적절하다는 것을 알 수 있다.

5.3.2. 보정 계수 c_n 예측 방정식

c_k 예측 방정식 도출 시와 같이 첫 번째 단계로 c_n 와 형상 요소 AR_F , AR_P , HD_{PW} , HD_P , 그리고 다른 보정 계수 c_k 사이의 상관 관계 분석을 실시하였다.

	AR_F	AR_P	HD_{PW}	HD_P	c_k	
c_n	-0.512	-0.456	-0.547	-0.498	-0.718	→ Pearson correlation coefficient
	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	→ P-value

Pearson correlation coefficient index

-1.0
0
+1.0

Strong negative
Weak negative
No correlation
Weak positive
Strong positive

Fig. 5.4 Correlation between c_n and other parameters

Fig. 5.4의 분석 결과를 보면, c_n 은 AR_F , AR_P , HD_{PW} , HD_P 와는 무시할 수 없는 (-)의 상관 관계, c_n 과는 강한 (-)의 상관 관계임을 알 수 있다.

따라서 두 번째 단계에서는 다섯 가지 변수를 모두 포함하여 회귀 분석을 실시, 식 (5.11)과 같은 초기 회귀 모형 도출하였다.

$$c_n = 1.1860 - 0.14166c_k + 0.1536AR_F + 0.00064AR_P - 0.0214HD_{PW} - 0.00898HD_P \quad (5.11)$$

(R²-value: 0.8475)

식(5.11) 회귀 모형의 R^2 값은 0.8475로 조작 변수와 종속 변수간의 관계를 잘 설명하고 있다.

세 번째 단계로 식(5.11)의 회귀 계수를 비교하면 형상 요소 AR_p 의 계수가 (+ 0.00064)로 다른 회귀 계수에 비하여 절대값이 매우 작다. 따라서 AR_p 를 제외한 회귀 모형을 다시 도출하면 식(5.6)과 같다.

$$c_n = 1.1858 - 0.1418c_k + 0.1562AR_F - 0.0219HD_{PW} - 0.00882HD_P \quad (5.12)$$

(R²-value: 0.8475)

식(5.12)의 R^2 값은 0.8475로 여전히 조작 변수와 종속 변수간의 관계를 잘 설명하고 있다. 다시 식(5.6)의 회귀 계수를 비교하면 HD_P 의 회귀 계수는 절대값이 0.00882로 다른 계수에 비하여 작다

$$c_n = 1.1783 - 0.13536c_k + 0.165AR_F - 0.04979HD_{PW} \quad (5.13)$$

$$(R^2\text{-value: } 0.8351)$$

식(5.13)의 R^2 값은 0.8351로, 식(5.12)의 값보다는 작아졌지만 여전히 조작 변수와 종속 변수간의 관계를 잘 설명하고 있다. 식(5.13)에서 상대적으로 회귀 계수가 작은 HD_{PW} 를 제외한 회귀 모형을 도출하면 식(5.14)과 같은데, R^2 값이 0.5214로 관계를 잘 설명하고 있지 못하다는 것을 알 수 있다.

$$c_n = 1.0948 - 0.0808c_k + 0.0120AR_F \quad (R^2\text{-value: } 0.5214) \quad (5.14)$$

네 번째 단계로 남은 조작 변수들 간에 종속 변수에 대한 상호 작용이 있는지 분석하였다. 남은 조작 변수는 c_k , AR_F , HD_{PW} 의 세 가지이므로 상호 작용 변수는 $(c_k \cdot AR_F)$, $(c_k \cdot HD_{PW})$, $(AR_F \cdot HD_{PW})$ 이다. 따라서 이들을 포함하여 회귀 모형을 도출하면 식(5.15) ~ (5.17)과 같다.

$$c_n = 1.1743 - 0.1332c_k + 0.1783AR_F - 0.05HD_{PW} - 0.0067c_kAR_F \quad (5.15)$$

$$(R^2\text{-value: } 0.8354)$$

$$c_n = 1.1706 - 0.1313c_k + 0.1664AR_F - 0.0381HD_{PW} - 0.0064c_kHD_{PW} \quad (5.16)$$

$$(R^2\text{-value: } 0.836)$$

$$c_n = 1.18 - 0.1385c_k + 0.1762AR_F - 0.04482HD_{PW} - 0.0108AR_FHD_{PW} \quad (5.17)$$

(R²-value: 0.8374)

그러나 식(5.6)과 비교하였을 때 R² 값이 크게 향상 되지 않거나 오히려 감소한 경우도 있으며, 계산항만 더 늘어나므로, 식(5.13)을 사용하는 것이 정확성이나 계산 효율성 측면에서 더 바람직하다고 할 수 있다. 따라서 식(5.13)이 최종 보정 계수 c_n 예측 방정식이 된다.

$$c_n = 1.1783 - 0.13536c_k + 0.165AR_F - 0.04979HD_{PW} \quad (5.13)$$

이 예측 방정식으로부터 c_n 에 영향을 미치는 주요 형상 인자는 c_k 의 경우 같은 AR_F 와 HD_{PW} 임을 알 수 있다. 이로부터 패널의 냉방 용량 곡선의 특성 지수 역시 개방부의 면적을 바닥 면적과의 비율로 나타낸 형상 요소와 상부로부터 냉각된 공기가 하강하면서 접하는 둘레길이와 거주구역으로부터의 따뜻한 공기가 상승할 때 접하는 둘레길이를 함께 고려하여 나타낸 형상 요소로 설명하는 것이 적절하다는 것을 알 수 있다.

5.4. 소 결

본 장에서는 4장에서 시뮬레이션의 결과로 도출된 냉방 용량 곡선의 특성 계수와 특성 지수로부터 보정 계수 c_k 와 c_n 의 값을 계산하였다. 패널의 배치로 인해 달라지는 개방부의 형상 요소가 보정 계수에 미치는 영향을 수식으로 설명할 수 있도록 형상 요소는 조작 변인, 보정 계수를

중속 변인으로 설정하여 조작 변인에 따른 중속 변인의 변화 양상을 통계적으로 분석하였다. 이 분석 결과부터, 형상 요소와 보정 계수 사이의 회귀 모형을 도출하였는데 이것이 보정 계수 예측 방정식이며 이를 활용하면 폐쇄형의 냉방 용량 곡선으로부터 개방형의 냉방 용량 곡선을 예측할 수 있게 된다. 이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 회귀 분석을 통하여 형상 요소에 따른 보정 계수 예측 방정식이 도출되었다. 냉방 용량 곡선의 특성 계수를 위한 보정 계수인 c_k 를 위한 예측 방정식은

$$c_k = 7.004 - 5.63c_n + 1.2486AR_F - 0.3397HD_{PW} \quad (R^2: 0.9318)$$

특성 계수를 위한 보정 계수인 c_n 를 위한 예측 방정식은

$$c_n = 1.1783 - 0.13536c_k + 0.165AR_F - 0.04979HD_{PW} \quad (R^2: 0.8351)$$

로 예측 방정식이 형상 요소와 보정 계수와의 관계를 잘 설명하고 있다. 보정 계수 예측 방정식은 패넬판에 배관이 부착되어 있으며 상부 단열재가 없는 형태의 패넬을 대상으로, 별도의 환기 설비나 공조 설비가 없으며, 천장에서의 조명 발열이 없는 주변 상황을 가정한 상태에서 도출되었다.

- (2) c_k 와 c_n 예측 방정식으로부터 두 보정 계수에 영향을 미치는 주요 형상 인자는 AR_F 와 HD_{PW} 임을 알 수 있다. 이로부터 패넬의 냉방

용량의 변화는 개방부의 면적을 바닥 면적과의 비율로 나타낸 형상 요소와 상부로부터 냉각된 공기가 하강하면서 접하는 둘레길이와 거주역으로부터의 따뜻한 공기가 상승할 때 접하는 둘레길을 함께 고려하여 나타낸 형상 요소로 설명하는 것이 적절하다는 것을 알 수 있다.

제 6 장

개방형 설치를 위한 설계 프로세스의 개선 및 활용

- 6.1 패널 설계 프로세스의 개선
 - 6.2 설계 프로세스의 활용
 - 6.3 설계 대안의 적용
 - 6.4 소 결
-

천장 복사 냉방 패널을 실에 설치하기 위한 기존의 설계 프로세스는 패널의 배치에 의해서는 냉방 용량이 달라지지 않는다는 가정, 즉 폐쇄형의 설치를 전제로 하고 있다. 그러나 본 연구를 통하여 패널을 개방형으로 설치하는 경우 패널의 배치에 의해 냉방 용량이 달라진다는 것을 확인하였으며, 배치에 의한 냉방 용량의 관계를 정량적으로 표현할 수 있는 보정 계수를 도출하였다.

따라서 본 장에서는 패널을 개방형으로 설치하고자 할 때 개방형의 설치로 인해 달라지는 실의 상황을 고려하고, 본 연구를 통해 도출된 보정 계수 반영하여 기존의 설계 프로세스를 개방형 설치에 맞게 수정, 개선하였다. 새로운 설계 프로세스를 활용하여 직접 설계 대안을 도출하고, 직접 실험실에 설치하여 냉방 성능을 측정함으로써 설계 대안의 타당성을 검증하였다.

6.1. 패널 설계 프로세스의 개선

2.1.2절에서 살펴보았던 기존 천장 복사 냉방 패널의 설계 프로세스는 패널 면적을 먼저 결정하고 마지막 단계에서 패널을 배치하는 것으로, 이는 패널의 배치에 따라 단위 면적당 냉방 용량이 달라지지 않는다는 것을 전제로 하고 있음을 의미한다. 패널을 폐쇄형으로 설치하는 경우에는 패널 표면에서의 대류 열전달 계수는 전 표면에 걸쳐 일정하여 대류 열교환량은 공기와 패널의 온도차와 패널의 면적에 의해서만 영향을 받기 때문에 패널의 배치에 의해서 대류 열교환량이 달라지지 않는다. 복사 열교환량의 경우는 패널의 배치에 따라 패널과 실내 표면간의 형상 계수(view factor)가 달라지긴 하지만, 건물 스케일에서의 형상 계수의 변화로 인한 복사열교환의 변화는 크지 않다. 따라서 폐쇄형 패널의 배치에 따라서는 대류와 복사 열교환량이 달라지지 않고, 이는 곧 냉방 용량에 변화가 없음을 의미한다. 이러한 상황에서 패널의 배치에 따라 단위 면적당 냉방 용량이 달라지지 않는다는 기존 설계 프로세스의 전제는 유효하다.

그러나 앞에서 분석한 바와 같이 천장 패널을 개방형으로 설치하는 경우, 패널의 배치에 따라 패널의 단위 면적당 냉방 용량이 변화하고, 그 변화 정도를 예측할 수 있는 보정 계수도 도출하였다. 따라서 패널을 개방형으로 설치하는 경우의 패널 설계 프로세스는 이러한 특성과 보정 계수를 반영하여 수정하여야 한다.

또한 패널을 개방형으로 설치할 경우, 폐쇄형 설치시 비공조 공간으로

여겨졌던 플레넘 공간이 공조 공간으로 편입되므로 이러한 점을 냉방 부하 계산의 단계에서 충분히 고려되도록 설계 프로세스에 반영하여야 한다. 따라서 이러한 점들을 반영하여 기존의 설계 프로세스를 다음과 같이 개선, 제안하고자 한다.

- (A) 실의 설계 조건 (건구 온도, 상대 습도, 노점온도), 건물의 위치에 따른 설계 외기 조건을 결정한다.
- (B) 현열 냉방 부하와 잠열 냉방 부하를 계산한다. 이 때 패널 상부의 플레넘 또한 공조 공간으로 상정하여 이를 포함하여 냉방부하 계산이 이루어 져야 한다.
- (C) 환기를 위한 설비를 별도로 설치하는 경우는 필요한 최소 환기량을, 별도 이유로 최소 환기량 이상의 풍량을 제공하는 공조 설비를 함께 사용하는 경우는 필요 풍량을 결정한다. 환기 설비나 공조 설비에서 제공하는 풍량으로 제거할 수 있는 잠열 부하량과 현열 부하량을 계산한 후, 천장 패널 시스템으로 제거해야 하는 잔여 현열 부하량을 결정한다.
- (D) AUST (average unconditioned surface temperature)를 결정하고, 거주 영역에서의 복사 평균 온도 $\theta_{mr,oz}$ 와 거주지역에서의 작용온도 θ_{op} 를 계산한다.
- (E) 설계 실내 조건 하에서 결로를 발생시키지 않으며, 온열 불쾌적을 일으키지 않는 패널의 최저 허용 표면온도를 결정한다.
- (F) 설치하고자 하는 패널의 사양으로 제시된 냉방 용량 곡선을

파악한다.

(G) 조명, 흡음 등의 계획을 포함한 천장면 디자인을 고려하여 설계자 혹은 재실자가 원하는 패널의 면적과 배치로 설계 대안을 준비한다.

(H) 설계 대안의 AR_F , HD_{PW} 를 산정한 후, 보정 계수 예측 방정식 (H.1)과 (H.2)에 대입하여 설계 대안의 c_k, c_n 을 구하고 냉방 용량 곡선을 도출한다.

$$c_k = 7.004 - 5.63c_n + 1.2486AR_F - 0.3397HD_{PW} \quad (H.1)$$

$$c_n = 1.1783 - 0.13536c_k + 0.165AR_F - 0.04979HD_{PW} \quad (H.2)$$

(Note: 보정 계수 예측 방정식은 패널판에 배관이 부착되어 있으며 상부 단열재가 없는 제품인 경우 적용할 수 있으며, 패널의 냉방 용량을 평가하는 기준인 EN 14240과 ISO 18566과 같이 별도의 환기 설비나 공조 설비가 없으며, 천장에서의 조명 발열이 없는 것으로 가정한 상태에서 도출되었다.)

(I) 각 설계 대안에서의 패널 면적으로 잔여 현열 부하(환기나 공조 설비가 없는 경우는 총 현열 부하)를 나누어 패널의 단위 면적당 제거해야 하는 부하 q_p 를 구한다. (G)의 냉방 용량 곡선으로부터 q_p 를 만족시키기 위한 $\Delta\theta$ 값을 읽어, 평균 냉수 온도 θ_w 를 결정한다. 냉수 온도 상승 $\Delta\theta_w$ 을 가정하고, 그로부터 입수온도 $\theta_{w,s}$ 와 냉수 유량 \dot{m}_w 을 계산한다.

(J) 패널에서 가장 낮은 온도인 냉수의 입수 온도와 설계 노점 온

도간의 비교 및 기타 여건을 고려하여, 설계 대안 중 가장 적절한 것을 선정한다.

6.2. 설계 프로세스의 활용

본 절에서는 기존의 천장 복사 냉방 패널 제품을 가상의 공간에 설치하는 것으로 가정하여, 본 연구에서 제안한 설계 프로세스를 활용한 설계 대안을 도출하고자 한다.

기존 천장 복사 냉방 패널 제품은 3.3.3절 시뮬레이션 모델 검증용 실험을 위하여 실험실에 설치하였던 것으로 상부의 단열재가 없는 (NI) 타입의 가로 0.6 m, 세로 0.6 m, 높이 0.03 m의 패널이다. 기존의 실험 연구⁵⁵에서도 적용되었던 패널 (Fig. 6.1 참조)로, 상세 물성치 (Table 6.1 참조)와 폐쇄형으로 설치하여 측정된 ($\Delta\theta$, q)값 (Table 6.2 참조)을 본 절의 분석에 활용하였다.

Table 6.2의 측정 데이터로부터 Fig. 6.2과 같이 그래프를 그린 후 curve fitting하면 식(6.1)의 냉방 용량 곡선을 도출할 수 있다. 이 패널의 공칭 냉방 용량($\Delta\theta$ 가 8 K일 때의 q_N)은 69.6 W/m²이다.

$$q = 7.2147(\Delta\theta)^{1.0898} \quad (6.1)$$

55 박상훈 et al., "천장 복사 패널의 유형에 따른 방냉량 평가에 관한 연구."

Table 6.1 Properties of selected CRCP⁵⁶

Description	Properties
Material of a panel plate	Steel
Conductivity of a panel plate	15 W/m ² K
Thickness of a panel plate	1 mm
Size of a panel	600 × 600 mm
Installation area	12.96 m ²
Projection area	12.74 m ²
Active area	9.16 m ²
Pipe spacing	90 mm
Material of a pipe	Copper
Conductivity of a pipe	390 W/m ² K
Outer diameter of a pipe	12 mm
Inner diameter of a pipe	11 mm
Upper insulation	No

Section

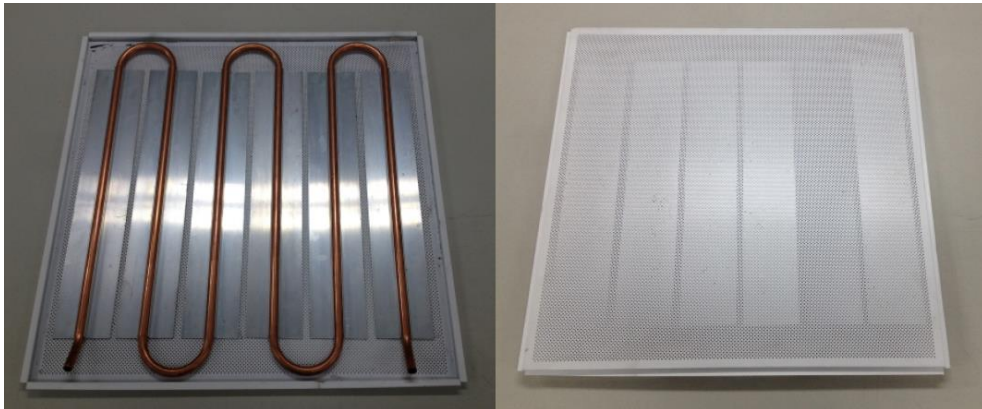
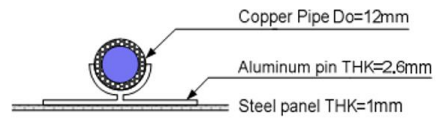


Fig. 6.1 Selected CRCP for an example⁵⁷

⁵⁶ Ibid., p.302.

⁵⁷ Ibid.

Table 6.2 Measured data of the selected CRCP⁵⁸

Measurement No.	1	2	3
$\Delta\theta$ (°C)	10.1	8.17	5.96
q (W/m ²)	89.7	71.14	50.48

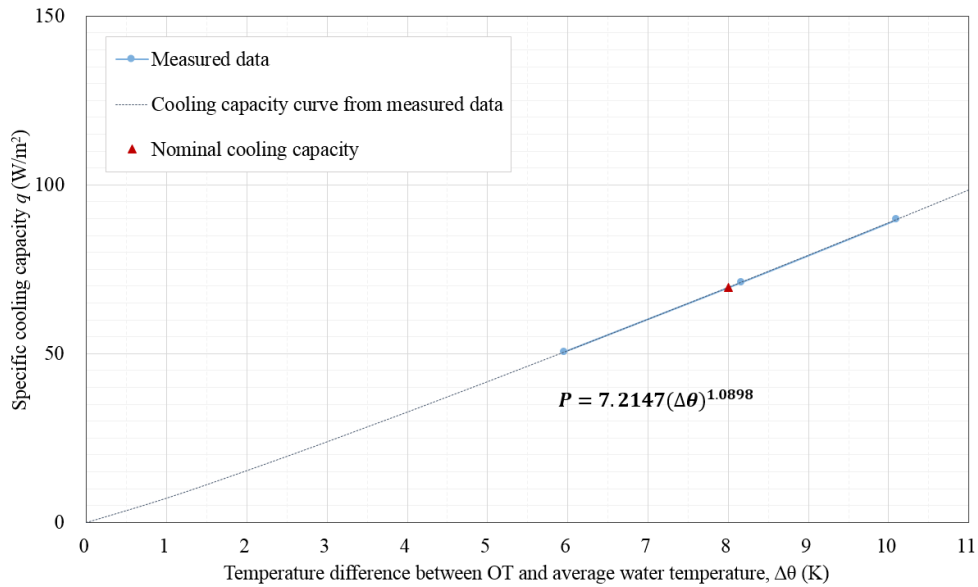


Fig. 6.2 Cooling capacity curve of the selected CRCP

6.1절에서 제안한 설계 프로세스의 (A)단계부터 (F)단계까지 수행하여 도출된 조건이 아래와 같다고 할 때, Fig. 6.1 및

Table 6.1의 패널을 설치하는 것으로 가정하여 나머지 모든 설계 단계 ((G)단계~(J)단계)를 수행하여 설계 대안을 도출하였다.

- 실의 바닥면적 $A_F = 16.0 \text{ m}^2$
- 설계 작용 온도, $\theta_{op} = 26.0 \text{ }^\circ\text{C}$

⁵⁸ Ibid., p.308.

- 패널이 처리하여야 하는 잔여 현열 냉방 부하 = 1000 W (단위 바닥 면적당 62.5 W/m²)
- 설계 노점 온도 = 14.0 °C
- 패널의 최저 허용 표면온도 = 14.0 °C
- 제시된 패널의 냉방 용량 곡선 $q = 7.2147(\Delta\theta)^{1.0898}$

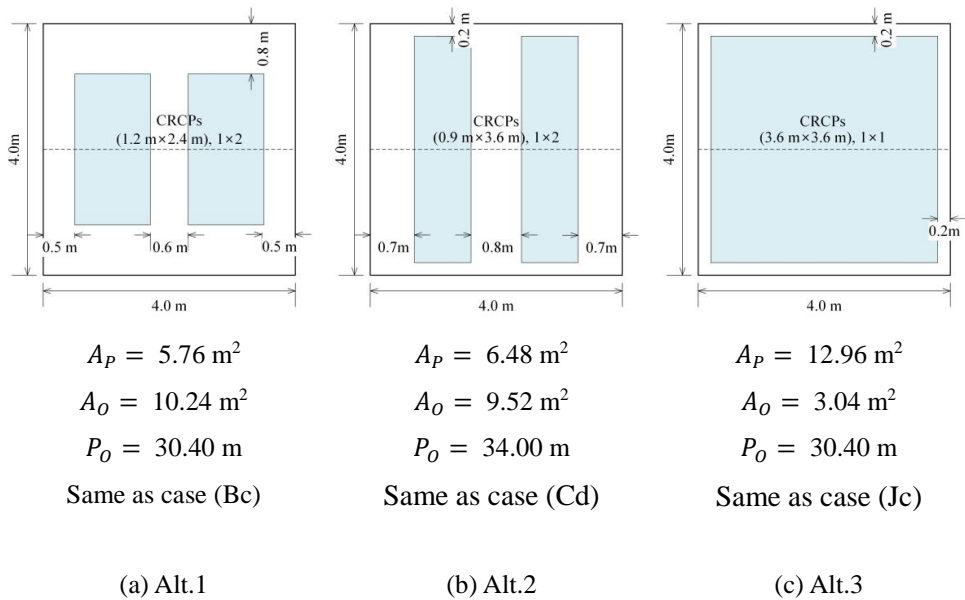


Fig. 6.3 Design alternatives of CRCPs

(G) 조명, 흡음 등의 계획을 포함한 천장면 디자인을 고려하여 설계자 혹은 재실자가 원하는 패널의 면적과 배치로 설계 대안을 준비한다.

본 케이스의 경우 설계자가 Fig. 6.3와 같은 세 가지 설계 대안을 준비하는 것으로 하였다. Alt.1은 4.2절의 시뮬레이션 케이스 중 Bc, Alt.2는 Cd,

Alt.3은 Jc와 패널의 면적 및 배치가 동일하다.

(H) 설계 대안의 AR_F , HD_{PW} 를 산정한 후, 보정 계수 예측 방정식 (H.1)과 (H.2)에 대입하여 설계 대안의 c_k, c_n 을 구하고 냉방 용량 곡선을 도출한다.

$$c_k = 7.004 - 5.63c_n + 1.2486AR_F - 0.3397HD_{PW} \quad (H.1)$$

$$c_n = 1.1783 - 0.13536c_k + 0.165AR_F - 0.04979HD_{PW} \quad (H.2)$$

(Note: 보정 계수 예측 방정식은 설치하고자 하는 패널이 패널판에 배관이 부착되어 있으며 상부 단열재가 없는 제품인 경우 적용할 수 있으며, 패널의 냉방 용량을 평가하는 기준인 EN14240과 ISO 18566과 같이 별도의 환기 설비나 공조 설비가 없으며, 천장에서의 조명 발열이 없는 것으로 가정한 상태에서 도출되었다.)

본 케이스의 계산 결과는 Table 6.3과 같으며, 5.1절에서 시뮬레이션의 결과로부터 도출되었던 Bc, Cd, Jc의 보정계수 값과 함께 표기하였다. Alt.1 ~ Alt.3의 냉방 용량 곡선과 Bc, Cd, Jc의 냉방 용량 곡선을 그래프로 나타내면 Fig. 6.4와 같다. 시뮬레이션 결과로부터의 냉방 용량 곡선과 시뮬레이션 결과로부터 도출된 보정 계수 예측 방정식을 활용하여 얻는 냉방 용량 곡선이 대체로 일치 하고 있다. 이는 시뮬레이션 결과로부터 보정 계수 예측 방정식이 타당하게 도출되었음을 다시 한번 확인할 수 있는 결과로 볼 수 있다.

Table 6.3 AR_F , HD_{PW} , c_k , k , c_n and n of alternatives

	AR_F	HD_{PW} (m)	c_k	k	c_n	n
S				7.2147		1.0898
Alt.1	0.64	1.347	2.0735	14.960	0.9363	1.0204
Bc			1.9612	14.149	0.9492	1.0344
Alt.2	0.595	1.210	2.0760	14.978	0.9397	1.0241
Cd			2.0375	14.700	0.9690	1.0560
Alt.3	0.19	0.400	1.6982	12.251	0.9599	1.0461
Jc			1.7042	12.295	0.9713	1.0585

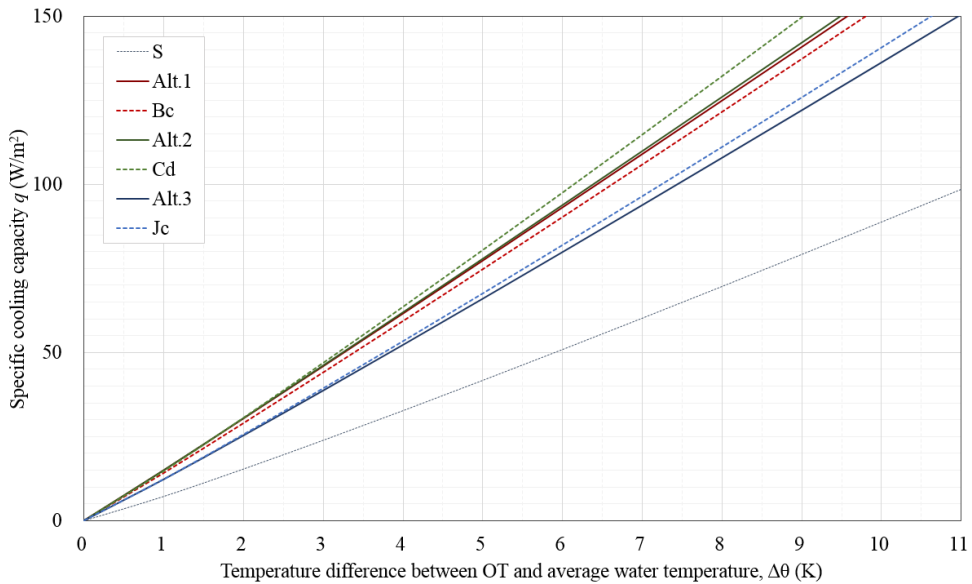


Fig. 6.4 Cooling capacity curve of design alternatives

- (I) 각 설계 대안에서의 패널 면적으로 잔여 현열 부하를 나누어 패널의 단위면적당 제거해야 하는 부하 q_P 를 구한다. (G)의 냉방 용량 곡선으로부터 q_P 를 만족시키기 위한 $\Delta\theta$ 값을 읽어, 평균 냉수 온도 θ_w 를 결정한다. 냉수 온도 상승 $\Delta\theta_w$ 을 가정하고, 그로부터 입수온도 $\theta_{w,s}$ 와 냉수 유량 \dot{m}_w 을 계산한다.

Table 6.4 Calculation of $\theta_{w,s}$ and \dot{m}_w of preliminary open type alternatives

	A_p (m ²)	q_p (W/m ²)	$\Delta\theta$ (K)	θ_{op} (°C)	θ_w (°C)	$\Delta\theta_w$ (°C)	$\theta_{w,s}$ (°C)	\dot{m}_w (lpm)
Alt.1	5.76	173.6	11.1	26.0	14.9	3.0	13.4	4.8
Alt.2	6.48	154.3	9.8	26.0	16.2	3.0	14.7	4.8
Alt.3	12.96	77.2	5.8	26.0	20.2	3.0	18.7	4.8

Table 6.5 Calculation of $\theta_{w,s}$ and \dot{m}_w of preliminary closed type alternatives

	A_p (m ²)	q_p (W/m ²)	$\Delta\theta$ (K)	θ_{op} (°C)	θ_w (°C)	$\Delta\theta_w$ (°C)	$\theta_{w,s}$ (°C)	\dot{m}_w (lpm)
Alt.1c	5.76	173.6	18.5	26.0	7.5	3.0	6.0	4.8
Alt.2c	6.48	154.3	16.6	26.0	9.4	3.0	7.9	4.8
Alt.3c	12.96	77.2	8.8	26.0	17.2	3.0	15.7	4.8

본 케이스에서는 냉수 온도 상승 $\Delta\theta_w$ 를 3 K로 가정하여 계산하였으며 그 결과는 Table 6.4와 같다. 만일 설계 대안과 동일한 면적의 패널을 폐쇄형으로 설치하는 경우 원래 사양으로 제시되었던 냉방 용량 곡선으로부터 $\theta_{w,s}$ 와 \dot{m}_w 를 계산하게 되는데 그 결과는 Table 6.5와 같다. 유량 \dot{m}_w 4.8 lpm을 유속으로 치환하면 0.84 m/s로, 배관 내 흐름을 난류로 하기 위한 유속인 0.24 m/s 이상이며, 소음과 케비테이션을 방지하기 위한 유속 2.4 m/s 이하이므로 적정하다.

Table 6.4의 Alt.2와 Alt.3을 비교하여 보면 패널의 면적은 Alt.2가 Alt.3의 절반이고, 동일한 냉방 부하 1000 W를 제거하기 위해 필요한 입수 온도가 4 °C 낮았다. 패널의 입수 온도를 4 °C 더 낮게 하기 위해 필요한 열원 관련 제반 비용이 패널 구입 및 설치 비용보다 현저히 적다고 한다

면 패널의 설치 개수를 줄이고, 개방형으로 설치하여 냉수 온도를 다소 낮게 하는 설계 대안이 훨씬 경제적인 것이다.

Table 6.4와 Table 6.5를 비교하여 보면 동일한 면적으로 패널을 설치하더라도 폐쇄형과 개방형으로 설치하였을 때, 냉방부하를 제거하는데 필요한 냉수의 입수 온도 조건이 상이한 것을 알 수 있다. 폐쇄형을 설치할 경우는 Alt.1, Alt.2와 같은 작은 패널 면적에서는 허용 불가능한 냉수 온도 조건이 도출되기 때문에 작은 패널 면적은 실제로 적용할 수 없음도 알 수 있었다.

(J) 패널에서 가장 낮은 온도인 냉수의 입수 온도와 설계 노점 온도간의 비교 및 기타 여건을 고려하여, 설계 대안 중 가장 적절한 것을 선정한다.

본 케이스의 경우, Alt.1의 입수 온도는 13.4 °C로 설계 노점 온도인 14 °C보다 낮기 때문에 결로의 가능성이 커 부적합한 설계 대안이므로 제외하며, Alt.2와 Alt.3는 모두 설계 노점 온도보다 입수 온도가 높으므로 결로의 위험은 없다. 따라서 불가능한 냉수 온도 조건의 설계 대안을 제외하고, 개방형과 폐쇄형의 설치 형태를 모두 포함한 실현 가능한 설계 대안은 Table 6.6과 같이 정리할 수 있다.

패널의 설치 면적을 줄여 재료비 및 설치비를 절감하는 것이 주요하다면 Alt.2를 지열 등의 친환경 열원을 사용하기 위하여 냉수의 온도가 높은 것이 유리한 경우라면 Alt.3를 선택하는 것이 유리할 것이다.

Table 6.6 Cooling water conditions $\theta_{w,s}$ and \dot{m}_w of available design alternatives

	Installation type	A_p (m ²)	q_p (W/m ²)	$\Delta\theta$ (K)	θ_{op} (°C)	θ_w (°C)	$\Delta\theta_w$ (°C)	$\theta_{w,s}$ (°C)	\dot{m}_w (lpm)
Alt.2	Open	6.48	154.3	9.8	26.0	16.2	3.0	14.7	4.8
Alt.3	Open	12.96	77.2	5.8	26.0	20.2	3.0	18.7	4.8
Alt.3c	Closed	12.96	77.2	8.8	26.0	17.2	3.0	15.7	4.8

6.3. 설계 대안의 적용

본 절에서는 개방형 패널을 위하여 새로이 정립된 설계 프로세스를 활용하여 도출된 설계 대안이 실제 상황에서도 타당하다는 것을 검증하기 위하여 실험을 수행하였다.

Table 6.6의 가능한 대안들 중 Alt.3(& Alt.3c)와 같은 패널 배치로 3.3.3 절의 실험실에 폐쇄형과 개방형 타입으로 설치하여 실험하였다. 첫 번째 실험 케이스는 패널을 개방형으로 설치하고 개방형 설치 타입의 설계 냉수 온도 조건으로 운전하여 실내 조건이 설계 시 설정하였던 조건을 만족하는지 측정하였다. 두 번째 실험 케이스에서는 역시 개방형으로 패널을 설치하고, 폐쇄형 설치 타입의 설계 냉수 온도 조건으로 운전하였을 때의 실내 조건을 측정하였다.

세 번째 실험 케이스는 패널을 폐쇄형으로 설치하고 폐쇄형 설치 타입의 설계 냉수 온도 조건으로 운전하는 것이며, 네 번째 실험 케이스는 역시 폐쇄형으로 설치하고, 개방형 설치 타입의 설계 냉수 온도 조건으로 운전하는 것이다. 이들을 표로 정리하면 Table 6.7과 같다.

Table 6.7 Experimental cases

CASE	A_p (m ²)	Installation type	$\theta_{w,s}$ (°C)	\dot{m}_w (lpm)	Note
1	12.96	Open	18.7	4.8	Cooling water condition of open type alt.
2	12.96	Open	15.7	4.8	Cooling water condition of closed type alt.
3	12.96	Closed	15.7	4.8	Cooling water condition of closed type alt
4	12.96	Closed	18.7	4.8	Cooling water condition of open type alt.

패널이 설치된 공간의 현열 냉방 부하는 1,000 W로, 발열체의 전구(전구 하나당 발열량 $q_{bulb} = 58.78$ W) 17개를 켜서 모사하였다. 실험 시 냉수는 열교환기에서 열원의 물과 열교환하여 패널에 공급되었는데 설계 냉수 온도 조건보다 최소 0.06, 최대 0.17 °C 높게 공급되었으며, 유량은 4.78 ~ 4.89 lpm으로 공급되었다. Table 6.8과 Fig. 6.5은 실험실이 정상 상태에 이르렀을 때 측정한 온도를 정리한 것이다.

Table 6.8 Measured temperatures of cooling water, globe, surfaces and air

Temperature		Alt1	Alt2	Alt3	Alt4	Notes
$\theta_{w,s}$	(°C)	18.83	15.78	15.76	18.87	
θ_w	(°C)	19.93	17.03	17.06	20.06	
θ_p	(°C)	20.64	17.87	18.07	20.95	
$\theta_p - \theta_w$	(K)	0.70	0.84	1.01	0.89	
θ_g	(°C)	25.97	24.33	25.93	27.89	Height 1.1 m
θ_F	Height 0 m (°C)	26.10	24.50	26.04	27.61	Floor surface
	Height 0.1 m (°C)	26.17	24.59	26.36	28.32	
	Height 0.4 m (°C)	26.43	24.74	26.42	28.43	
θ_a	Height 1.1 m (°C)	26.37	24.67	26.43	28.31	
	Height 1.7 m (°C)	26.08	24.53	26.35	28.20	
	Height 2.1 m (°C)	25.26	23.93	23.26	24.96	Plenum
θ_c	Height 2.2 m (°C)	24.51	23.24	22.70	23.90	Ceiling surface

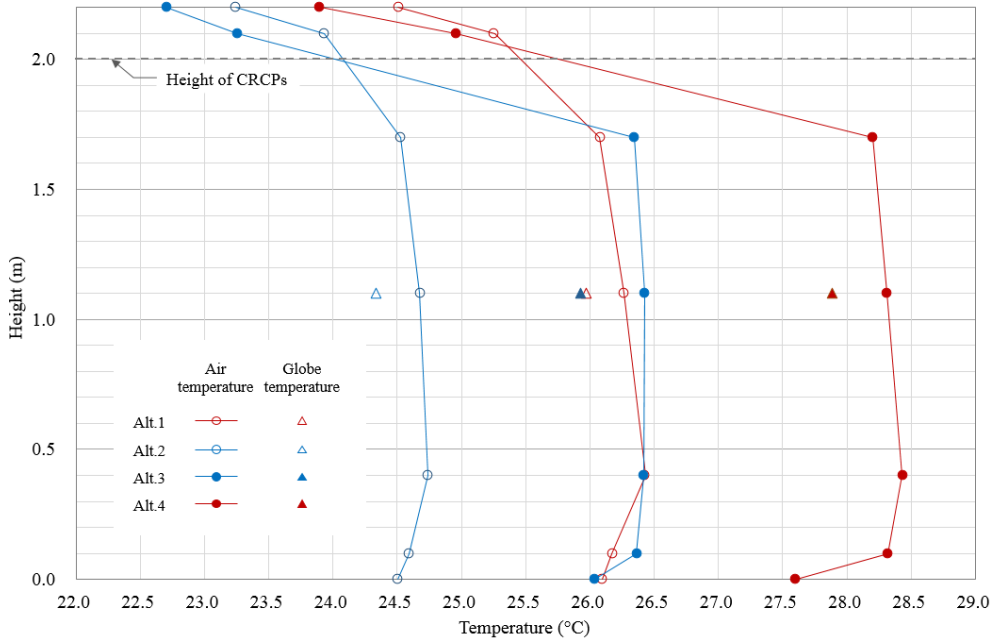


Fig. 6.5 Measured air temperatures and globe temperatures

패널 표면 온도 θ_p 와 평균 냉수 온도 θ_w 와의 차가 0.70, 0.84, 1.02, 0.89 K로 본 연구에서 가정하였던 2 K보다 작음을 확인할 수 있다. 이를 통해 본 연구에서 도출된 보정 계수를 활용하여 개방형 패널의 냉방 용량 곡선을 구하고 그를 활용하여 설계 대안을 도출, 현장에 설치하게 되면 실제 냉방 용량은 설계 대안을 도출했을 때의 냉방 용량보다 크게 되므로 안정적인 냉방 용량을 확보할 수 있을 것으로 예상된다.

본 연구의 보정 계수를 활용하여 도출된 개방형 설치 타입의 설계 대안인 CASE1의 측정된 온도를 보면, 설계 냉수 온도보다 0.13 °C 높은 냉수가 공급되었지만 흑구 온도는 25.97 °C로 설계 시 설정 작용 온도였던 26.0 °C와 비슷하였다. 보정 계수를 활용하여 도출된 냉방 용량 곡선이

최소 냉방 용량을 의미한다는 본 연구의 가정이 타당함을 확인할 수 있으며, 본 연구에서 도출된 보정 계수와 설계 프로세스 또한 타당함을 확인할 수 있다.

기존의 폐쇄형의 냉방 용량 곡선을 활용하여 도출된 폐쇄형 설치 타입의 설계 대안인 CASE 3의 경우도 측정된 흑구 온도가 25.93 °C로 설계 시 설정 작용 온도 26.0 °C와 비슷하여 적절히 설계되었음을 알 수 있다.

각각의 설치 형태에 맞게 도출된 설계 대안인 CASE 1과 CASE 3의 경우, 두 대안 간 냉수 온도는 3 °C 차이가 나지만 패널 설치 높이 아래의 거주역 공기 온도 분포는 26.08 ~ 26.43 °C로 비슷하였다. 플레넘 공기 온도의 경우 개방형인 CASE 1는 25.26 °C, 폐쇄형인 CASE 3는 23.26 °C로, 폐쇄형의 경우가 개방형의 경우보다 2 °C 낮았다. 또한 개방형의 경우 거주역과 플레넘의 공기 온도 차는 1 °C 이하였지만, 폐쇄형의 경우는 3 °C 이상이였다. 이러한 결과로부터 같은 패널 면적이더라도 개방형으로 설치하는 경우 폐쇄형으로 설치하는 경우보다 높은 냉수 온도로도 동일한 실내 온도 조건을 달성할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 6.6은 CASE 3과 폐쇄형을 위한 설계 냉수 조건으로 개방형 설치 타입의 패널을 운영하였을 때인 CASE 2를 비교한 그래프이다. 폐쇄형의 냉방 용량 곡선으로부터 도출된 냉수 조건을 개방형 설치 타입에 적용하면 Fig. 6.6에서 보는 바와 같이 흑구 온도는 24.33 °C로 설계 작용 온도보다 약 1.7 °C 낮다. CASE 2의 거주역 실내 공기 온도도 24.53 ~ 24.74 °C로 CASE 3보다 약 2 °C 낮다.

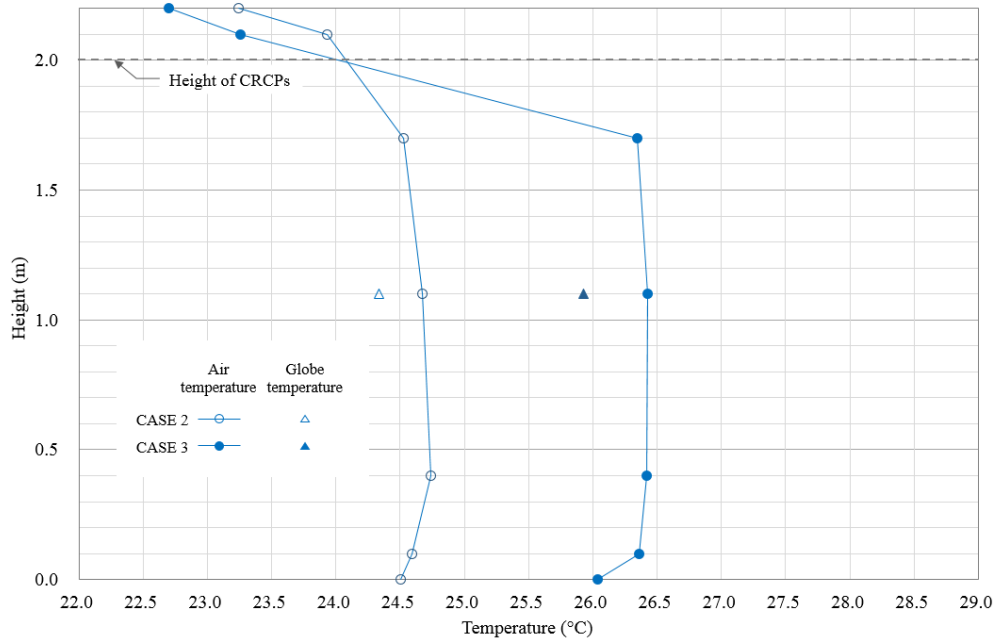


Fig. 6.6 Comparison between results of CASE 2 and those of CASE 3

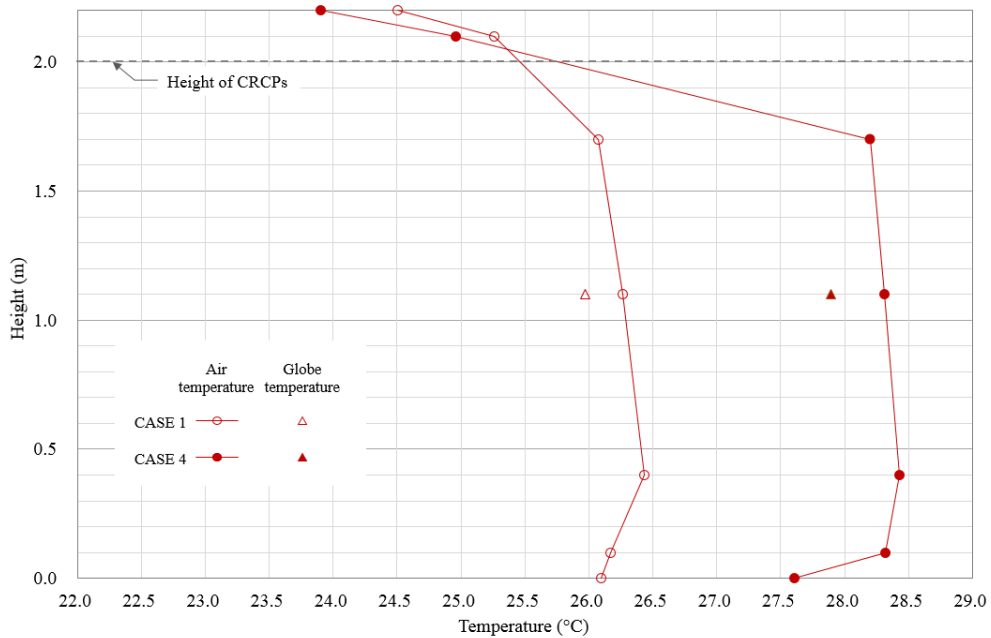


Fig. 6.7 Comparison between results of CASE 1 and those of CASE 4

이를 통해 설치 형태를 고려하지 않고 폐쇄형의 냉방 용량 곡선으로 설계하여 개방형의 패널을 운전하면 과잉 냉방될 가능성이 높음을 확인할 수 있었으며, 그에 따라 개방형 설치 타입을 위한 설계 데이터 및 설계 프로세스가 필요함을 확인할 수 있다.

Fig. 6.7은 CASE 1과 개방형을 위한 설계 냉수 조건으로 폐쇄형 설치 타입의 패널을 운영하였을 때인 CASE 4를 비교한 그래프이다.

개방형의 냉방 용량 곡선으로부터 도출된 냉수 조건을 폐쇄형 설치 타입에 적용한 CASE 4의 경우, 흑구 온도와 거주역 실내 공기 온도는 설계 온도인 26 °C 보다 약 3 °C 가까이 높다. 역시 개방형과 폐쇄형의 설치 타입에 따라 다른 설계 데이터와 설계 프로세스를 활용해야 한다는 것을 알 수 있다.

이상을 통하여 본 연구에서 제시한 개방형 냉방 용량 곡선을 위한 보정 계수와 설계 프로세스, 그를 활용하여 도출된 설계 대안이 적절한 냉방을 제공함을 확인할 수 있었다.

6.4. 소 결

본 장에서는 기존의 패널 설계 프로세스가 패널을 폐쇄형으로 설치하는 것을 전제로 하고 있어 개방형 패널의 설계에 적용하기엔 적합하지 않음에 따라 개방형 패널을 위한 설계 프로세스를 제안하였다. 이 프로세스에는 개방형의 설치로 인해 폐쇄형으로 설치할 경우 비공조 공간으로 상정되어 왔던 플레넘이 공조 공간으로 편입되는 등의 변화와 앞 장

에서 도출되었던 냉방 용량 곡선을 위한 보정 계수에 대한 고려가 포함되었다. 그 후 특정 패널 제품을 선정하여 정립된 프로세스를 통해 실에 설치하기 위한 설계를 수행하여, 개방형 타입의 설계 대안들과 폐쇄형 타입의 설계 대안을 도출하였다. 같은 면적의 폐쇄형과 개방형 대안을 선택하여 실험실에 설치, 설계 냉수 조건으로 실제 운전함으로써 개방형 설치로 인한 냉방 효과 증가를 입증하고, 본 연구를 통하여 개선된 개방형 패널을 위한 설계 프로세스가 타당함을 검증하였다. 본 장의 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 개방형 설치를 위한 설계 프로세스를 개선한 후, 이를 활용하여 특정 패널 제품을 설치하기 위한 설계를 수행하였다. 이를 통해 도출된 실제 설계 대안들을 실제 설치하여 설계 조건으로 운전, 실내 온도를 측정 분석하였다. 실험 결과 개방형 냉방 용량 곡선을 위한 보정 계수와 설계 프로세스, 그를 활용하여 도출된 설계 대안으로 운전한 경우 설계 작용 온도 조건을 만족하여, 적절한 냉방을 제공함을 확인할 수 있었다.

(2) 개방형과 폐쇄형의 설치 형태에 맞게 도출된 설계 대안으로 운전된 두 가지 케이스를 비교한 결과 두 대안 간 냉수 온도 차 3 °C로 개방형 설치 형태의 경우가 더 온도가 높았지만 거주역 공기 온도 분포는 대략 26 °C로 비슷하였다. 이러한 결과로부터 같은 패널 면적이더라도 개방형으로 설치하는 경우 폐쇄형으로 설치하

는 경우보다 높은 냉수 온도로도 동일한 실내 온도 조건을 달성할 수 있음을 확인할 수 있었다.

- (3) 폐쇄형 설치 형태를 위한 설계 냉수 조건으로 개방형 설치 타입의 패넬을 운전한 측정결과를 보면, 실내의 작용온도와 공기온도가 설계 설정 온도보다 낮아져 실내가 과잉 냉방될 가능성이 높음을 알 수 있었다. 또한 개방형 설치 형태를 위한 설계 냉수 조건으로 폐쇄형 설치 타입의 패넬을 운전한 측정 결과를 보면, 설계 설정 온도보다 흑구 온도 및 공기온도가 높아 불쾌적하였다. 이상의 결과를 통해 설치 형태에 따른 각각의 설계 데이터 및 설계 프로세스가 필요함을 다시 한번 확인할 수 있었다.

제 7 장

결 론

본 연구는 천장 복사 냉방 패널을 개방형으로 설치함으로 인해 패널의 배치에 따라 달라지는 패널의 냉방 용량을 예측하고, 이를 설계 단계에서 고려할 수 있도록 개방형 설치를 위한 패널의 설계 프로세스를 수립하였다. 이를 위해 우선 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량과 관련된 기존 연구 및 관련 기준 등을 분석하여 개방형 패널의 냉방 용량 분석을 위한 이론적 배경을 도출하였다. 다음으로 개방형 패널의 냉방 용량 평가를 위한 냉방 용량 곡선 용 보정 계수와 냉방 용량에 영향을 미치는 개방부의 형상 요소를 정의하였다. 냉방 용량 평가를 위한 시뮬레이션 모델을 구축하여 패널의 배치에 따른 냉방 용량 곡선을 도출, 그로부터 보정 계수를 계산할 수 있었다. 그 후 개방부의 형상 요소와 보정 계수 사이의 관계에 대하여 회귀 분석을 실시하여 보정 계수 예측 방정식을 도출하였다. 개방형으로 설치됨으로써 달라지는 실의 상황과 앞서 도출된 보정 계수 예측 방정식을 설계 단계에 반영하여 개방형 패널을 위한 설계프로세스를 제안하였다.

본 연구의 결과는 다음과 같다.

(1) 냉방 용량 분석을 위한 시뮬레이션 모델 구축

개방형 패넬의 냉방 용량 데이터와 설계 프로세스 정립을 위하여 패넬의 냉방 용량을 평가하는 실험 기준에서 제시하는 조건을 시뮬레이션 모델로 구현하였다. 이는 실험에서 제시된 조건에서 패넬의 설치 형태와 배치를 달리하여 패넬을 설치, 측정함으로써 패넬 냉방 용량을 파악할 수 있는 실험 방법의 장점과 다수의 패넬 설치 형태 및 배치 케이스에 따른 분석을 수행하는데 있어 시간 및 비용을 절약할 수 있는 시뮬레이션의 장점을 결합한 방법이다.

(2) 냉방 용량 예측을 위한 보정 계수 정의

패넬을 개방형으로 설치하였을 때 패넬의 냉방 용량이 증가한다는 것은 패넬을 폐쇄형으로 설치하여 도출된 냉방 용량 곡선이 개방형으로 설치하는 경우, 곡선이 상향 이동한다는 것이다. 즉, 냉방 용량 곡선의 특성 계수와 특성 지수가 패넬의 설치 형태에 의해 달라지게 되는 것이다. 폐쇄형의 특성 계수 k_c 와 특성 지수 n_c 가 개방형 설치와 패넬 배치에 의한 영향으로 k_{LO} 와 n_{LO} 로 어떻게 달라지는지 그 관계를 표현할 수 있도록 식(3.2)와 식(3.3)과 같이 c_k 와 c_n 으로 정의하여, 이들을 ‘보정 계수 (correction coefficient)’라 명명하였다.

(3) 개방부의 형상 요소 도출

개방부의 형상인 단면적과 둘레 길이에 의해 개방부를 통한 공기 이동을 방해하는 저항이 달라지고, 그에 따라 공기 이동의 특성이 달라지며, 이 공기 이동은 냉방 용량을 달라지게 하므로, 결국 개방부의 형상인 단면적과 둘레 길이에 의해 냉방 용량이 영향을 받는다고 할 수 있다.

본 연구에서 설정한 한정된 케이스에서의 결과를 범용적으로 활용할 수 있도록 개방부의 형상을 일반화하여 개방부의 단면적과 둘레 길이의 절대값이 다르더라도 개방부를 통한 공기의 유동이 유사한 경우, 동일한 값을 갖도록 형상 요소를 도출하였다.

3.2.2절의 연구 결과, 실내 공간 혹은 패널과 개방부가 이루는 형상적인 관계가 유사하면 개방부를 통한 공기 유동의 성격이 유사함을 알 수 있었다. 그에 따라 개방부의 면적이 실내 바닥 면적과 패널 면적과의 이루는 비가 동일하면 개방부 단위면적당 하강하는 냉각된 공기의 양이 같게 되는 등 유동의 성격이 유사하므로 개방부의 면적은 실내 바닥 면적과 패널 면적으로 나누어 두 가지 형상 요소를 도출하였다. 둘레길이의 경우는 원이 아닌 형태의 관에서 형상이 달라 서로 다른 둘레길이를 갖는 케이스일 때, 형상의 수력학적 직경이 같은 경우 유동 특성이 같다고 보는 개념에서 착안하여 개방부의 둘레길이를 수력학적 직경으로 표현하여 두 가지 형상 요소를 도출하였다. 도출된 형상 요소는 아래의 네 가지다.

- AR_F (Opening - floor area ratio) $= A_O/A_F$
- AR_P (Opening - panel area ratio) $= A_O/A_P$
- HD_{PW} (Hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and sum of panel and wall perimeters) $= 4A_O/(p_P + p_W)$
- HD_P (Hydraulic diameter of an opening calculated from opening area and panel perimeter) $= 4A_O/p_P$

(4) 개방부의 형상 요소가 냉방 용량 미치는 영향 분석

같은 패널 배치 패턴의 케이스들의 경우 AR 이 클수록 냉방 용량도 대체로 커지는 경향이 있음을 확인할 수 있다. 그러나 AR 의 크기 순서와 냉방 용량 크기의 순서와 반드시 일치하지는 않았으므로, 냉방 용량 곡선에 영향을 미치는 인자가 AR 이외에도 있음을 알 수 있었다. 또한 AR 이 같은 경우, HD 값이 작을수록, 즉 패널이 많이 분산, 배치되어 개방부의 둘레 길이가 길수록, 냉방 용량이 큰 것으로 나타났다. 그러나 AR 이 작은 즉, 개방부의 면적이 작은 케이스의 경우 이러한 경향성은 떨어져서, 냉방 용량 곡선의 변화가 HD 에 의해서만 영향 받지 않는다는 것을 알 수 있었다.

(5) 보정 계수 예측 방정식 도출

케이스별 냉방 용량 곡선의 특성 계수 k 와 특정 지수 n 로부터 폐쇄형의 냉방 용량으로부터 개방형 설치로 인해 냉방 용량이 어떤 비율로 달라지는가를 의미하는 보정 계수 c_k 와 c_n 을 계산(Table

5.1 참조)하고, 형상 요소와 보정 계수 간의 관계를 모형화하기 위하여 회귀 분석을 수행하였다. 그 결과, R^2 를 0.83 이상으로 하는 보정 계수 예측 방정식을 식(5.6)과 식(5.13)과 같이 도출할 수 있었다. 단, 이 보정 계수 예측 방정식은 패넌판에 배관이 부착되어 있으며 상부 단열재가 없는 형태의 패넌을 대상으로, 별도의 환기 설비나 공조 설비가 없으며, 천장에서의 조명 발열이 없는 주변 상황을 가정한 상태에서 도출되었음을 유념하여야 한다.

(6) 냉방 용량에 영향을 미치는 주요 형상 인자 도출

c_k 와 c_n 예측 방정식으로부터 두 보정 계수에 영향을 미치는 주요 형상 인자는 AR_F 와 HD_{PW} 임을 알 수 있다. 이로부터 패넌의 냉방 용량의 변화는 개방부의 면적을 바닥 면적과의 비율로 나타낸 형상 요소와 상부로부터 냉각된 공기가 하강하면서 접하는 둘레 길이와 거주역으로부터의 따뜻한 공기가 상승할 때 접하는 둘레 길이를 함께 고려하여 나타낸 형상 요소로 설명하는 것이 적절하다는 것을 알 수 있다.

(7) 연구 성과물 종합

이상의 연구 성과물은 크게 두 가지로 나누어 정리할 수 있다. 첫 번째 성과물은 배관이 얇은 패넌판에 부착되어 있는 (AT) 타입 이면서, 상부 단열재가 없는 (NI) 타입의 패넌에 적용할 수 있는 개방형 설치 시 냉방 용량 예측을 위한 보정 계수 예측 방정식과

개방형 설치로 인해 증가하는 냉방 용량을 고려할 수 있는 개방형 설치 형태를 위한 설계 프로세스이다. 두 번째 성과물은 (AT), (NI) 이외의 패널 타입을 위한 보정 계수 예측 방정식을 도출할 수 있는 연구 프로세스이다. Fig. 7.1은 두 가지 연구 성과물이 연구의 어떤 프로세스상에서 도출되었는지 보여주고 있다.

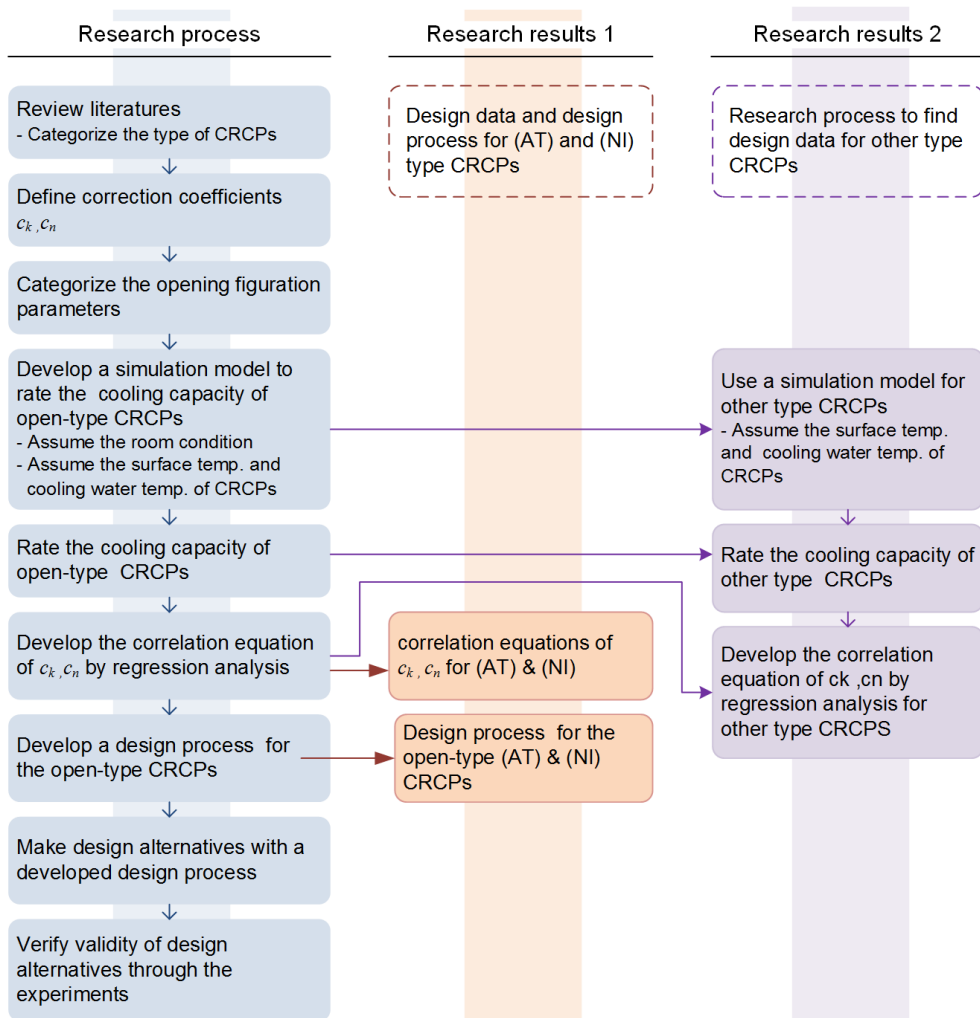


Fig. 7.1 Research results

이상의 연구 성과물로 인한 본 연구의 기여는 다음과 같다.

- (1) 패널을 개방형을 설치할 경우 상부의 흡열량이 거주역의 냉방에 도움을 줄 수 있음을 입증하였으며, 개방형 설치로 인해 증가하는 냉방 용량을 예측할 수 있는 데이터와 설계 프로세스를 제시함으로써 개방형 설치에 대한 설계자 및 건축주의 구체적이며 긍정적인 검토가 가능하게 되었다.
- (2) 이에 따라 또한 패널 상부 표면이 단열되지 않은 상대적으로 저렴한 가격의 제품을 선정하거나 개방형 설치에 따른 단위 면적당 냉방 용량의 증가로 인해 패널의 필요 설치 면적을 감소시킬 수 있으므로 패널 설치에 드는 패널 제품 구입비 및 시공비를 절감할 수 있다. 또한, 폐쇄형의 설치 형태와 같은 면적의 패널을 설치할 경우, 개방형으로 설치된 패널을 위해서는 좀더 높은 온도의 공급 냉수를 사용할 수 있어 결로의 가능성을 낮출 수 있다.
- (3) 개방형으로 설치되는 패널의 냉방 용량을 예측하기 위한 설계 데이터를 마련할 수 있는 연구 방법이 구축됨에 따라, 향후 개방형 설치 형태에 따른 패널 타입 별 냉방 용량 설계 데이터 축적에 도움이 될 것이다.

본 연구의 진행 과정에서 나타난 한계점과 추후 연구 과제는 다음과 같다.

(1) 기존 연구를 통해 천장 복사 냉방 패널의 냉방 용량을 평가하기 위해 개발된 모델⁵⁹⁶⁰⁶¹⁶²이 몇 가지 있다. 이러한 기존 모델들은 기존 패널을 개방형으로 설치했을 때의 냉방 용량을 평가 하기 위한 목적으로 개발된 모델은 아니다. 그러나 본 연구 방법을 통해 계산, 예측된 개방형 패널의 냉방 용량을 기존 연구의 평가 모델을 이용하여 도출된 냉방 용량과 비교한다면 본 연구의 결과를 한번 더 공고히 검증할 수 있으며, 본 연구뿐 아니라 다른 관련 연구가 향후 더 발전적인 방향으로 진행될 수 있는 바탕이 될 것이다. 따라서, 추후 검증 연구로써 기존 모델과 본 연구의 결과를 비교해 볼 필요가 있다.

(2) 앞서 언급되었듯이 패널을 개방형으로 설치하면 단위 면적당 냉방 용량이 증가하기 때문에 동일 패널 면적에 대해서 상대적으로 높

59 B.I. Kilis, "COOLP: A computer program for the design and analysis of ceiling cooling panels," ASHRAE Transactions 101, no. 2 (1995).

60 Vladimír Zmrhal, Jan Hensen, and František Drkal, "Modelling and simulation of a room with a radiant cooling ceiling" (paper presented at the Proc. Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands, 2003).

61 Nestor Fonseca Diaz, Jean Lebrun, and Philippe André, "THERMAL MODELING OF THE COOLING CEILING SYSTEMS AS COMMISSIONING TOOL" (paper presented at the 11th International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland, July 27-30, 2009 2009).

62 Jae-Weon Jeong and Stanley A. Mumma, "Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel," Building and Environment 42, no. 9 (2007).

은 온도의 냉수를 공급할 수 있는 이점이 있으며, 동일한 냉수 조건이라면 패널의 필요 설치 면적을 감소시킬 수 있는 이점이 있다. 첫 번째 이점에 대해서는 6장의 실험을 통해 검증하였으나 두 번째 이점에 대해서는 시간과 자원의 한계로 실험을 통한 검증을 실시하지 못하였다. 이에 따라 추후 검증 실험을 실시하여 보완할 필요가 있다.

- (3) 본 연구의 대상이 된 패널은 얇은 패널판에 배관이 부착되어 있는 상부 단열재가 없는 형태이다. 천장 복사 냉방 패널의 형태는 매우 다양하여, 상하부 표면 온도간 관계, 표면과 냉수 온도간의 관계가 패널의 형태에 따라 달라지므로 본 연구의 냉방 용량 예측 데이터를 다른 형태의 패널에 적용할 수 없다. 다만 본 연구의 방법론을 활용하여 다른 형태의 패널에 대한 예측 데이터 및 모델을 개발할 수 있을 것이다. 향후 이러한 패널 형태에 따른 데이터 및 모델이 축적되면 모든 타입의 천장 복사 냉방 패널에 적용할 수 있는 일반적인 데이터 및 모델을 도출할 수 있을 것이다.

- (4) 본 연구는 패널의 배치에 따른 개방부의 형상이 패널의 냉방 용량에 미치는 영향을 파악하기 위한 연구로 개방부의 형상만을 조건변인으로 하기 위하여 다른 변인들을 제한하였다. 즉, 기계 환기가 없으면 천장 면에서의 조명 발열이 없는 상황을 가정하였다. 그러나 실제로는 많은 경우 기계 환기가 함께 설치되어 플레넘을 통한

배기가 이루어지기 때문에 이 기류로 인하여 패널의 대류 열전달량이 증가하기도 한다. 또한, 조명 발열로 인해 패널 주변의 공기 온도가 영향을 받게 된다. 따라서 이러한 실제 상황을 고려하여야 패널의 냉방 용량을 좀 더 현실에 맞게 예측할 수 있으므로, 이를 고려한 추후 연구가 필요하다.

- (5) 본 연구는 개방형의 설치가 냉방 용량에 미치는 영향을 파악하기 위한 기초 연구로써 영향 요소 및 일반적인 데이터, 설계 프로세스 등을 제시하기 위하여 진행되었다. 향후 이러한 기초 연구 결과를 축적하면, 이를 활용하여 감도 분석 등의 방법을 사용하여 건물 유형별, 규모별, 용도별, 패널 형태별 등에 따라 최적 개방형 패널 배치안을 도출할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. ANSI/ASHRAE. "ASHRAE Standard 55-2010." In Thermal environmental conditions for human occupancy, 2010.
2. ASHRAE. ASHRAE Handbook-Fundamental. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2009.
3. ———. ASHRAE Handbook-HVAC systems and equipment. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2012.
4. CD-adapco. USER GUIDE: STAR-CCM+version 9.06. 2014.
5. CEN. "EN 14240:2004 Ventilation for buildings-Chilled ceiling-Testing and rating ", 2004.
6. Diaz, Nestor Fonseca, Jean Lebrun, and Philippe André. "THERMAL MODELING OF THE COOLING CEILING SYSTEMS AS COMMISSIONING TOOL." Paper presented at the 11th International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland, July 27-30, 2009 2009.
7. DIN. "DIN 4715-1: Cooling surfaces for rooms - part 1: measuring of the performance with free flow." 1997.
8. ISO. "ISO 11855-2:2012(E) Building environment design-Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems." In Part 2: Determination of the design heating and cooling capacity 2012.
9. ———. "ISO DIS 18566-1: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems." In Part 1: Definition, symbols, technical specifications and requirements, 2015.

-
10. ———. "ISO DIS 18566-2: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems." In Part 2: Determination of heating and cooling capacity of ceiling mounted radiant panels, 2015.
 11. ———. "ISO DIS 18566-3: Building environment design-Design, test methods and control of hydronic radiant heating and cooling systems." In Part 3: Design of ceiling mounted radiant panels 2015.
 12. Jeong, Jae-Weon, and Stanley A. Mumma. "Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces." [In English]. *Applied Thermal Engineering* 23, no. 18 (2003): 2293-306.
 13. ———. "Impact of Mixed Convection on Ceiling Radiant Cooling Panel Capacity." *HVAC&R Research* 9, no. 3 (2003/07/01 2003): 251-57.
 14. ———. "Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel." *Building and Environment* 42, no. 9 (2007): 3176-85.
 15. Kazkaz, Mohammad, and Milan Pavelek. "Operative temperature and globe temperature." *Engineering MECHANICS* 20, no. 3/4 (2013): 319-25.
 16. Kilkis, B.I. "COOLP: A computer program for the design and analysis of ceiling cooling panels." *ASHRAE Transactions* 101, no. 2 (1995): 703-10.
 17. Kochendoerfer, Christoph. "Standardized testing of cooling panels and their use in system planning." *ASHRAE Transactions* 102, no. 1 (1996): 651-58.
 18. Montgomery, Douglas C. *Design and analysis of experiments*. John Wiley & Sons, 2013.
 19. NORDTEST. "NT VVS 078 Ceiling cooling systems: Cooling capacity." 1999.

20. Olesen, Bjarne W., Eric Michel, Frederic Bonnefoi, and Michele De Carli. "Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling-theory or a question of definition / Discussion." [In English]. ASHRAE Transactions 106 (2000 2000): 684.
21. Tian, Zhe, Xinglei Yin, Yan Ding, and Cheng Zhang. "Research on the actual cooling performance of ceiling radiant panel." Energy and Buildings 47 (4// 2012): 636-42.
22. White, Frank M. Fluid Mechanics. 5th ed.: McGraw-Hill, 2003.
23. Yatsyshyn, Svyatoslav, Bohdan Stadnyk, Yaroslav Lutsyk, and Lubomy Buniak. Handbook of Thermometry and Nanothermometry. International Frequency Association Publishin, 2015.
24. Zhang, Lun, Xiao-Hua Liu, and Yi Jiang. "Experimental evaluation of a suspended metal ceiling radiant panel with inclined fins." Energy and Buildings 62 (2013): 522-29.
25. Zmrhal, Vladimír, Jan Hensen, and František Drkal. "Modelling and simulation of a room with a radiant cooling ceiling." Paper presented at the Proc. Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands, 2003.
26. 박상훈. "천장 복사 냉방 패널의 방냉량 평가를 위한 경계 조건 설정." 서울대학교, 2016.
27. 박상훈, 김동우, 여명석, and 김광우. "천장 복사 패널시스템의 방냉량 평가 실험." [In 한국어]. 대한건축학회 논문집 - 계획계 30, no. 2 (2 2014): 267-76.
28. ———. "천장 복사 패널의 유형에 따른 방냉량 평가에 관한 연구."

-
- [In 한국어]. 대한건축학회 논문집 - 계획계 30, no. 12 (12 2014): 299-306.
29. 성내경. 실험설계와 분석. 2nd ed.: 자유아카데미, 2012.
30. 신미수, 여명석, and 김광우. "천장 복사 냉방 패널의 단열 및 설치 형태가 거주역의 공기 온도에 미치는 영향." In 대한건축학회 추계학술 발표대회 논문집, 473-74: 대한건축학회, 2015.
31. 오홍준, 유종관, 홍지창. (EXCEL을 활용한)통계학의 기초. 북스힐, 2009.

ABSTRACT

Cooling capacity estimation and design process for the open-type installation of ceiling radiant cooling panels

By Shin, Mi-Su

Ph.D. Dissertation

Department of Architecture

Graduate School of Seoul National University

Advised by

Professor Yeo, Myoung-Souk

2016. 8.

Recently, the architectural design shows increasing trend of open-plan building where the floor is designed with large and open space without walls or partitions. And the mechanical and electrical equipment and finishing technology have been highly developed enough good to exposure equipment and building structure. Accordingly, it is expected that the open-type installation of ceiling cooling radiant panels (CRCPs) would increase so as to satisfy design requirements.

When the panel is installed in the open type, an opening will increase air movement between the plenum and the occupied zone, enhancing the heat transfer on the panel surface and the consequent cooling capacity of the panel.

Air movement through the opening is influenced by the opening figuration, which is dependent on various factors such as area and/or perimeter of the opening. This characteristics can make the cooling capacity of open-type CRCPs become quite

different from that of conventional CRCPs. Therefore, in order to design the CRCPs by using the enhanced cooling capacity with open-type installation, the calculation method of exact cooling capacity and different design process from the existing are necessary.

To this end, this study firstly derived the theoretical background for the analysis on the cooling capacity of the open-type CRCPs and defined the figuration parameters of the opening that can affect the cooling capacity. Secondly, the simulation model to estimate the cooling capacity was developed by integrating the advantages of experiment method and simulation. Using the developed simulation model, correction coefficients for the cooling capacity were calculated from the results of the simulation. And then the regression analysis was performed to find out the relation equation between the opening figuration parameters and the correction coefficients. Finally, the design process for the open-type installation was developed so that it can take account of the room condition with open ceiling, and use derived equations for the prediction of cooling capacity. The results of this study can be summarized as follows:

- (1) Depending on the area and perimeter of the opening, the resistance preventing the air movements is changing, which also changes the characteristic of air movement and the consequent cooling capacity of CRCPs. In other words, the area and perimeter of the opening can influence the cooling capacity. Therefore, based on the area and perimeter of the opening, the figuration parameters were derived by analyzing the opening figuration with same characteristics of the air flow through the opening.

- (2) In cases with same layout of CRCPs, as opening area ratio is larger, the cooling capacity enhances more. However, the magnitude order of cooling capacity does not agree with the order of opening area ratio. In case with same opening area ratio, as hydraulic diameter of the opening gets smaller, or the panel perimeter gets longer, cooling capacity enhances more. However this trend was mitigated when opening area ratio became smaller. Therefore, it was found that the cooling capacity is influenced by both of the area ratio and hydraulic diameter of the opening, not by one of them.
- (3) By modifying the existing process of panel design, the design process for the open-type installation was suggested. The suggested design process includes the predicting equation for the correction coefficients of cooling capacity and the additional consideration of the cooling load calculation. With this process, designers can accurately predict the enhanced cooling capacity for the open-type installation. Based on the prediction result, it can reduce the required installation area of the panel, or reduce the condensation risk by applying higher cooling water temperature with same area of CRCPs.

Keywords : Cooling radiant ceiling panels, Open-type installation, Opening figuration, cooling capacity correction coefficient, design process

Student Number: 2008-30165